



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**

**“DISEÑO DE UNA MÁQUINA PELADORA DE CAÑA DE AZÚCAR DE
300 KG/H PARA LA EMPRESA CANAI S.A.C”**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

AUTOR:

Miguel Ángel Reyna Rodríguez

ASESOR:

Dr. Jorge A. Olortegui Yume, Ph.D.

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Modelamiento y Simulación de Sistemas Electromecánicos.

TRUJILLO – PERÚ

2018

**“DISEÑO DE UNA MÁQUINA PELADORA DE CAÑA DE AZÚCAR CON UNA
CAPACIDAD DE 300 KG/H PARA LA EMPRESA CANAI S.A.C.”**

Miguel Ángel Reyna Rodríguez

Autor

**Presentada a la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad
César Vallejo de Trujillo para obtener el título de Ingeniero Mecánico
Electricista.**

Felipe de la Rosa Bocanegra

Ing.

Presidente

Jorge Olortegui Yume

Ing.

Secretario

Luis Alberto Julca

Ing.

Vocal

DEDICATORIA

A Dios por haberme permitido lograr mis objetivos y haberme dado salud para llegar a este punto de mi vida, su infinita bondad y amor siempre me acompañan.

A mis padres por haberme apoyado en todo momento, por la motivación constante que me permitió estar en pie siempre, por los valores que me inculcaron día a día, que me han permitido ser una persona de bien ... El aporte de su amor es incalculable

AGRADECIMIENTO

Primeramente, agradezco a Dios por darme una vida de dicha y bendiciones. Mi agradecimiento al Dr. Jorge Olórtégui y al Ing. Felipe de la Rosa por el apoyo, la paciencia y su amabilidad durante los momentos más difíciles de esta investigación.

Mi agradecimiento al Ing. Gary Condezo por sus sugerencias, el tiempo y la confianza y el permiso que me brindaba para realizar día a día esta investigación.

La paciencia y el optimismo de mis queridos padres por haber estado presente siempre, de creer en mí y darme la oportunidad de realizarme en esta profesión son más que suficiente para darle mi más sincera gratitud. También agradecer a mis hermanos por ser mi balaustre, mi sostén y mi norte emocional hacia el avance a mi desarrollo profesional, por el tenaz acompañamiento y que siempre han estado presentes para brindarme el apoyo necesario que necesitaba.

Gracias a la UCV por su brillante formación profesional. Y a todas aquellas personas que, de una u otra forma, colaboraron o participaron en la realización de esta investigación, hago extensivo mi más sincero agradecimiento.

DECLARACION DE AUTENTICIDAD

Yo, Miguel Ángel Reyna Rodríguez, con DNI N°46925092, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela Ingeniería Mecánica Eléctrica, declaro bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo, Noviembre del 2019

ÍNDICE

DEDICATORIA.....	iii
AGRADECIMIENTO.....	iv
RESUMEN	1
I. INTRODUCCION.....	4
1.1. REALIDAD PROBLEMÁTICA:.....	4
1.2. TRABAJOS PREVIOS	7
1.3. TEORÍAS RELACIONADAS AL TEMA:	9
1.3.1 Caña de Azúcar	9
1.3.2 Propiedades de la Caña de Azúcar	10
1.3.3 Maquinas Peladoras de Caña de Azúcar	11
1.3.4 Tipos de Máquinas Peladoras	12
1.3.5 Principio de Funcionamiento Pelado de Caña de Azúcar.....	14
1.3.6 Diseño de Máquina Peladoras de Caña de Azúcar.....	15
1.3.7 Diseño de la Maquina Peladora de Cañas de Azucar.	15
1.3.16 Partes principales de una Peladora de Caña de Azúcar Estándar.	29
1.4. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	31
1.5. JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO	31
1.6. OBJETIVOS	32
1.6.1. Objetivo General	32
1.6.2. Objetivos específicos.....	32
II. MÉTODO.....	35
2.1 DISEÑO DE INVESTIGACIÓN.	35
2.2 VARIABLES Y OPERACIONALIDAD.....	36
Variables para el diseño del Eje del Sistema de Transmisión	36
Variables para el diseño de la cuchilla de corte	37
2.3 POBLACIÓN Y MUESTRA.....	41
2.4 TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS	41
2.5 MÉTODOS DE ANÁLISIS DE DATOS.....	41
III. RESULTADOS	44

3.1. IDENTIFICACIÓN DE NECESIDADES DE LA EMPRESA CANAI S.A.C.....	44
3.2. NORMAS Y CÓDIGOS PARA EL DISEÑO DE LA MÁQUINA PELADORA DE CAÑAS DE AZÚCAR	47
3.3. CONSOLIDADO DE ESPECIFICACIONES DE INGENIERIA.....	49
3.3.1 Tabla de Especificaciones de Ingeniería.....	49
3.4 DISEÑO CONCEPTUAL.....	52
3.4.1 CONCEPTO A: Maquina peladora de cañas mediante una polea esmeril.....	52
3.4.2 CONCEPTO B: Maquina peladora de cañas mediante cuchillas situadas dentro de un tambor.....	53
3.4.3 CONCEPTO C: Maquina peladora de cañas mediante cuchillas situadas en la parte inferior y superior.....	54
3.4.4 CONCEPTO D: Maquina peladora de cañas mediante cuchillas situada en la parte superior.	55
3.4.5 CONCEPTO E: Maquina peladora de cañas automatizada.	56
3.4.6 CONCEPTO F: Maquina con cuchillas cóncavas en ambas direcciones:.....	57
3.5 DETERMINACIÓN DEL CONCEPTO OPTIMO:	57
3.6 DISEÑO DE CONFIGURACIÓN	61
3.6.1 Configuraciones.....	63
3.6.2 Selección de Configuración Óptima	67
3.7 DIMENSIONAMIENTO DE LA MÁQUINA.....	69
3.8 SELECCIÓN DE MATERIALES	74
3.8.2 Selección del Material para la cuchilla	74
3.8.1 Selección del Material para el Eje de Transmisión.....	74
3.9 CARGAS DE DISEÑO	75
3.10 DISEÑO PARAMÉTRICO	76
3.10.1 Diseño Paramétrico Mediante GUI MATLAB®	76
3.11 SIMULACIONES DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	88
3.12 SIMULACIÓN DEL MECANISMO DE CORTE (CUCHILLAS).....	95
3.13 DISEÑO DE SELECCIÓN PARA COMPONENTES ESTANDAR.....	98
3.13.1 Engranajes Helicoidales.....	98
3.13.2 Selección de Poleas	99
3.13.3 Selección de Correas en V	101
3.13.4 Selección de Catarinas.....	103
3.13.5 Selección de Cadenas	105

3.13.6 Selección de Rodamientos	107
3.13.7 Selección del Motor Eléctrico.....	110
3.13.8 Selección de Interruptores Termomagnético y Diferencial	112
3.14 ANALISIS ECONOMICO	113
<u>IV. DISCUSIÓN.....</u>	119
V. CONCLUSIONES	117
VI.RECOMENDACIONES.....	120
VII. REFERENCIAS.....	122
VII. ANEXOS.....	125

RESUMEN

El presente estudio, trata del diseño de una máquina peladora de cañas de azúcar semiautomática con una capacidad de producción máxima de 300 Kg/h, para la empresa Canai S.A.C ubicada en Shiran, La Libertad.

Las necesidades de la empresa se obtuvieron mediante una visita y entrevistas al gerente, ingenieros y operarios. Se seleccionó un concepto óptimo mediante una matriz de selección de criterios ponderados a partir de 6 conceptos de diseño. El diseño de configuración fue aplicado al concepto seleccionado para una mejor distribución de los componentes. Luego se analizó paramétricamente el diámetro del eje considerando 4 materiales con ayuda de una GUI-MATLAB y el software comercial ANSYS para optimizar el factor de seguridad (FS). Se simuló también el nuevo diseño de cuchilla en el software comercial ANSYS para obtener los esfuerzos máximos de Von Mises, el factor de seguridad en estático y fatiga, la deformación máxima. Se finalizó con la selección de componentes estándar y el diseño de detalle junto con el análisis económico del equipo.

Resultado seleccionado el concepto basado en la máquina cuchilla tambor. La parametrización GUI-MATLAB indicó al material AISI 1045 como adecuado con un factor de seguridad (FS) de 3. La simulación en ANSYS permitió observar que los máximos esfuerzos y deformaciones se ubican en el cambio de sección del eje con valores aceptables. Se observó que el FS está entre 4.52 para el eje y 15 para la cuchilla. La fuerza de corte total fue de 145 N por cuchilla, esto implicó una fuerza resultante de 443.3 N y un torque de 15.63 N.m en la polea. Se obtuvo el Periodo de Recuperación de la Inversión (ROI) de 2 meses 6 adecuado para una máquina mediana.

La toma de decisiones para el diseño de la máquina peladora de cañas, es facilitado por la metodología secuencial de diseño conceptual, diseño de configuración y diseño paramétrico. Este último, fue de gran ayuda en el análisis de los componentes. Una metodología formal de diseño que permite la claridad en el flujo y toma de decisiones de ingeniería. El equipo es rentable económicamente.

Palabras Clave: GUI, Simulación ANSYS, Peladora de Caña, Caña de Azúcar, Diseño Paramétrico.

SUMMARY

The present study deals with the design of a semiautomatic sugarcane peeling machine with a maximum production capacity of 300 Kg / h, for the company Canai S.A.C located in Shiran, La Libertad.

The needs of the company were obtained through a visit and interviews with the manager, engineers and operators. An optimal concept was selected through a selection matrix of weighted criteria based on 6 design concepts. The configuration design was applied to the selected concept for a better distribution of the components. Then the diameter of the axis was analyzed parametrically considering 4 materials with the help of a GUI-MATLAB and the commercial software ANSYS to optimize the safety factor (FS). The new blade design in the ANSYS commercial software was also simulated to obtain the maximum forces of Von Mises, the safety factor in static and fatigue, the maximum deformation. It was finalized with the selection of standard components and the detailed design together with the economic analysis of the equipment.

Result selected the concept based on the drum blade machine. The GUI-MATLAB to AISI 1045 parametrization indicated as suitable material with a safety factor (FS) of 3. The simulation ANSYS allowed to observe that the maximum stresses and strains are located in the change shaft section with acceptable values. It was observed that the FS is between 4.52 for the axis and 15 for the blade. The total cutting force was 145 N per blade, this implied a resultant force of 443.3 N and a torque of 15.63 N.m on the pulley. The Investment Recovery Period (ROI) of 2 months 6 was adequate for a medium machine.

The decision making for the design of the cane peeling machine is facilitated by the sequential methodology of conceptual design, configuration design and parametric design. The latter was of great help in the analysis of the components. A formal design methodology that allows for clarity in flow and engineering decision making. The equipment is economically profitable.

Keywords: GUI, ANSYS Simulation, Sugarcane Peeler, Sugar Cane, Parametric Design.

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

I. INTRODUCCION

1.1.REALIDAD PROBLEMÁTICA:

En los últimos años el mundo ha iniciado una era de rápidos cambios y transformaciones que se han caracterizado por los procesos tecnológicos, industriales y socioeconómicos; estos avances han traído consigo la aparición de nuevas áreas de aplicación dentro del campo de la ingeniería, que es usada en áreas como la alimenticia, en la fabricación de máquinas automáticas, semiautomáticas que realizan ciertas tareas difíciles para el hombre. Asimismo, los requerimientos del consumidor también han incrementado su exigencia respecto de la higiene. En este sentido la automatización es atractiva pues el producto no tiene contacto directo con el hombre evitando así su contaminación. Otro aspecto del uso de sistemas mecanizados o automatizados es la disminución del tiempo de preparación de los productos que es algo importante para todo tipo de empresa (Toapant & Landeta, 2016).

En el Perú la venta de la caña de azúcar pelada y embolsada goza de mucha popularidad y mercado. Hasta donde se conoce no existen estudios de mercado que brinden indicadores económicos del comportamiento de este producto debido a su carácter de venta artesanal. Esto se traduce también en que el Perú existen muy pocas empresas dedicadas a la venta de caña pelada. Las que existen mayormente realizan el pelado de la caña de forma manual empleando gran cantidad de mano de obra lo que reduce los ingresos económicos. Agregado al factor económico se encuentra el factor de salubridad e higiene debido a que los trabajadores tienen contacto directo con el producto o pulpa de caña. (Alarcón Ramos, 2013)

CANAI S.A.C, ubicada en el distrito de Poroto, provincia de Trujillo, departamento de La Libertad, es una empresa dedicada a la venta de caña pelada, extracto de jugo de caña, miel de caña y alcohol en la región de la Libertad, donde actualmente el pelado es de forma manual produciendo 200 Kg/h, operando 10 h/día, con 6 trabajadores, con un costo mensual en mano

de obra de 5400.00 nuevos soles/mes. La administración de CANAI S.A.C ha estimado que el eventual uso de una maquina peladora reduciría los costos de producción en aproximadamente 20% (Melgar, Meneses, Orozco, Perez, & Espinosa, 1992).

La empresa CANAI S.A.C, es una empresa que está dedicado al rubro agroindustrial por la elaboración de la extracción natural del jugo de caña y también producto como cañitas empacado y miel de caña. Inició sus operaciones en el año 2012, con una capacidad de 110 Kg/h de pelado de caña de azúcar, para el presente año 2016 la capacidad ha aumentado a 200Kg/h. En la Figura N° 1, se muestra la recta de velocidad de producción de pelado de caña de azúcar de forma manual.

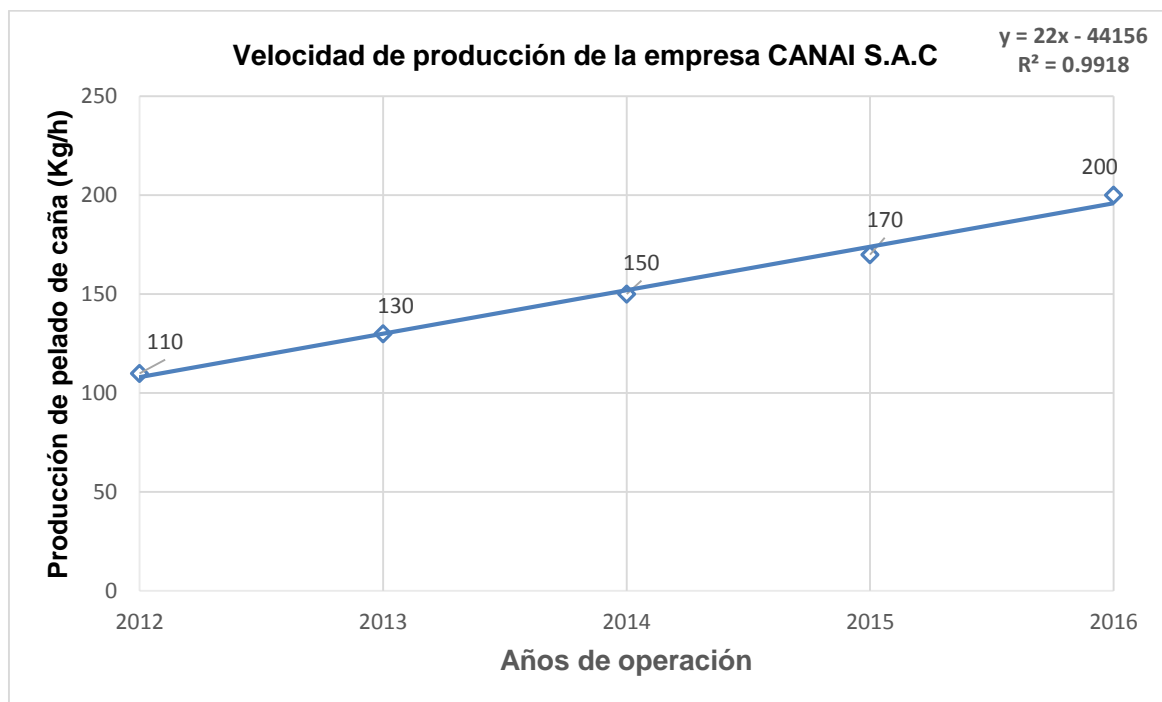


FIGURA N° 1: Producción de pelado de caña de azúcar de forma manual.

FUENTE: Propia.

Basándonos en la velocidad de proyección que ha tenido la empresa entre los años 2012 y 2016, podemos estimar la proyección para los 2 años útiles de vida que tendrá la maquina peladora de caña de azúcar. Según se detalla, que para el año 2021 la producción de pelado de caña de azúcar ha de llegar a 300Kg/h. En la Figura No. 2, se muestra la estimación de la velocidad de producción con máquina peladora de caña de azúcar.

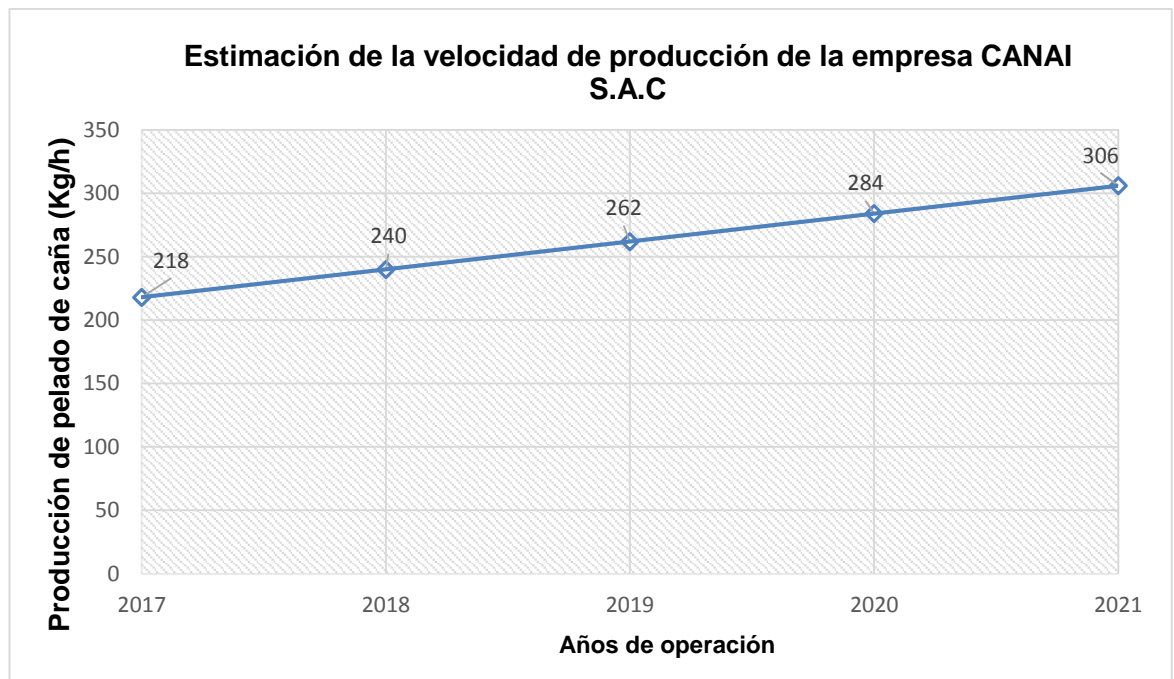


FIGURA N° 2: Velocidad de producción con maquina peladora de caña de azúcar.

Fuente: Propia

La empresa presenta problemas con la mano de obra y el alto costo de producción para su producto. Basada en sus estimaciones de producción (Figura No 2), la empresa planea invertir en una maquina peladora de caña con una producción máxima de 300Kg/h siguiendo una metodología formal de diseño que redunde en un costo relativamente bajo, en la higiene en sus procesos y la reducción de accidentes durante el corte manual.

El presente proyecto de investigación tiene como objetivo diseñar una máquina peladora de cañas de azúcar de 300kg/h de capacidad utilizando una metodología de diseño formal.

1.2. TRABAJOS PREVIOS

Previo a este estudio se realizaron trabajos de investigación relacionados al mismo. Se analizan a continuación

Ge Xinfeng (2015), Diseñó una máquina peladora de caña de azúcar con el fin de resolver el problema del pelado de la caña de azúcar de forma manual. Primero se definió los componentes y funciones de dicha máquina. Luego basados en la seguridad del operario, la altura del equipo y la rapidez de pelado se diseñaron los elementos de máquinas pertinentes. Se seleccionó un motor modelo Y2-712-4, con una velocidad de rotación de 1380 rpm y con una potencia de 0.37KW. Se concluyó, que la máquina peladora diseñada posee una eficiencia de 67% lo cual indicaba un gran potencial para generar ahorro, funcionalidad y facilidad de comercialización.

Tagare et al. (2013), Diseñó y fabricó una máquina peladora de caña de azúcar para satisfacer las necesidades de la población de la Malasia y Tailandia. Basados en el tema de ergonomía y la masa en promedio de la caña se calculó los elementos de máquina principales. También, se dibujó y simuló mediante software comercial Solidworks y Algor, respectivamente, el sistema de pelado de la máquina. El resultado de estos cálculos y simulaciones indicó que debería usarse un motor eléctrico de 0.37 HP a una velocidad de rotación de 1440 rpm. Los autores concluyeron que la máquina resultó poseer gran potencial para la localidad dado que usaba materias primas local, a un costo relativamente bajo, con una eficiencia del 59,66 %. Esta última relativamente alta en comparación con las máquinas existentes en el mercado.

Ahmat et al. (2013), Diseñó una máquina de pelar la corteza de la caña de azúcar para resolver el problema del cliente “Jugo de Caña Orgánico World Sdn Bhd”. Primero se realizó un estudio de mercado para localizar lo que ya está disponible en el mercado y lo que se tiene que ofrecer para mejorar o resolver el problema. La recolección de información fue tarea vital para los diseñadores. Basados en la higiene y proteger los alimentos de la corrosión

se logró el diseño adecuado con el material de acero inoxidable. obteniendo como resultado una maquina con resortes con una fuerza máxima de 800N para el pelado de la caña, con una velocidad de corte de 27.8mm/s a 8rpm. Los autores llegaron conclusión que la construcción de la nueva máquina tiene menor peso en comparación a las maquinas existentes, debido a la utilización de rodillos neumáticos en lugar de rodillos de acero. Además de obtener una maquina con mayor velocidad de pelado, resultando un mejor producto.

Songsermpong y Jittanit (2010), diseñó una máquina peladora de cañas de azúcar mediante una serie de resultados experimentales. Basado en la velocidad de pelado se diseñó a través de una herramienta abrasiva y exprimida por un rodillo con el fin de lograr altos rendimientos con el menor tiempo de proceso. Se logró obtener una potencia necesaria para el pelado de 0.25HP y para el prensado 0.5HP para pelar cañar de una longitud en promedio de 50cm. Concluyendo que la máquina de pelado de caña, tiene una eficiencia del 74.6%, siempre y cuando se utilicen herramientas para el corte como materiales abrasivos con contenido de plomo para obtener una pérdida de pulpa de caña de azúcar debido a la profundidad constante de peladura.

Zhang y Dehui (2015), Diseñó y construyó una maquina peladora de cañas de azúcar basado en el control de movimiento para mejorar la eficiencia de producción y reducir el costo de producción. Basados al estudio de sus dimensiones radiales de la caña de azúcar se diseñaron las cuchillas adaptándolo libremente al diverso tamaño y radial de la caña. También se diseñaron los elementos principales de la máquina de acuerdo a las características de la caña. el resultado de este diseño resulta que la cuchilla cortará en diferentes posiciones, por lo que se necesita 8 cuchillas de corte a lo largo de la dirección circunferencial, también debería usarse un interruptor fotoeléctrico para controlar el movimiento de la caña enviando señal al servo motor. Los autores concluyeron que se puede implementar la automatización de todo el proceso de alimentación pelado y descarga, mejorando el trabajo manual, la eficiencia de producción y el costo de producción.

Mena y Jácome (2015), diseñó y construyó una máquina peladora de cañas con capacidad de 100Kg/h". Primero innovó alternativas de diseño basados en la economía de la población y la selección de componentes. Luego basados en las alternativas se estudió los sistemas de diseño que conformarán en el pelado de cañas. Se seleccionó la alternativa que cumpla las necesidades de la industria y su viabilidad en materia económica. Concluyendo que el diseño de la máquina cumplió con los 100Kg/h de pelado de cañas, en un tiempo de 3 a 5 minutos por parada, incluyendo el ingreso y salida del producto. Además de establecer que no se pudo implementar un motor trifásico y un variador de velocidad, por motivos de costos demasiado elevados para el diseño, por lo que, se optó por un motor monofásico el cual cumple sin problemas la necesidad del diseño.

1.3. TEORÍAS RELACIONADAS AL TEMA:

1.3.1 Caña de Azúcar

La caña de azúcar, es una planta silvestre y cultivada, originaria del sureste asiático, introducida en Europa a través de la península ibérica por los árabes, posteriormente fue introducida en América donde fue llevada por la facilidad del cultivo. La caña de azúcar es cultivada extensamente en países tropicales y subtropicales por el azúcar que contiene en los tallos los cuales se encuentran formados por numerosos nudos. La producción de caña de azúcar en el Perú se concentra en la costa del país, siendo la principal zona productora con un tipo de caña de azúcar en común denominada cubana amarilla (Alvarez, 2012).



Figura 3: Caña de Azúcar

Fuente: www.infoagro.com

1.3.2 Propiedades de la Caña de Azúcar

PROPIEDAD	VALORES PROMEDIOS
Humedad	65%
Resistencia al corte	240 N
Diámetro	3 cm - 4 cm
Longitud	1.5 m a 3.5 m
Espesor de cascara	1.5 mm - 2.5mm
Velocidad de corrosión respecto al acero	0.005 mm/año

TABLA 01: Propiedades Mecánicas de la caña de azúcar

FUENTE: (Alvarez, 2012).

1.3.3 Maquinas Peladoras de Caña de Azúcar

Las maquinas peladoras de caña de azúcar es un tipo de maquina peladora mediante cuchillas, esto influye que el producto soporta un daño mínimo y su manera de pelado puede ser que estando el producto quieto y las cuchillas se mueven a su alrededor como así también inversamente. Este proceso es en seco. No requiere agua para su función. Existen maquinas mecánicas, semiautomáticas y automáticas en el mercado chino.

Las máquinas automáticas se caracterizan por ser eficientes en el pelado de la caña, su función es sacar la cascara lo más fino posible y pelarlo por completo sin dejar cascara alguna, para así no perder mucha pulpa, y tener mayor producto. Su producción de estas máquinas para el pelado es de acuerdo al tamaño requerido por el cliente, pueden llegar a producir desde los 200 a 300 kg/hora.

Los principales componentes para estas máquinas peladoras de cañas de azúcar están hechos de acero inoxidable, (Herrera, 2013).



Figura 4: Maquina peladora de caña de azúcar automática

Fuente: <https://spanish.alibaba.com>

1.3.4 Tipos de Máquinas Peladoras

Los diferentes tipos de las maquinas peladoras son usados básicamente para retirar las partes no deseadas de la materia prima y mejorar las apariencias finales del producto.

Peladora Química: - este diseño se orienta específicamente al escalado y eliminación de piel de los alimentos. En la actualidad las industrias agroalimentarias son las principales demandantes de máquinas de este tipo. La peladora química está fabricada de acero inoxidable de la más alta calidad para evitar cualquier contaminación y así no alterar las cualidades del producto cuando este entra en contacto con la máquina. Ejemplos los vegetales. (<http://www.omip.net>)



Figura 5: Peladora Química para vegetales o frutas

Fuente: <https://www.interempresas.net>

Peladora por Abrasión: - este tipo de máquinas están fabricadas de acero inoxidable por adentro y por afuera de aluminio altamente resistente y realizan el pelado por abrasión, el cual desgasta la superficie del producto por rozamiento. El abrasivo es sumamente resistente y duradero. Ejemplos las máquinas de pelar papas. (<http://www.siemsen.com.br>)



Figura 6: Peladora de Tubérculos

Fuente: <https://www.kronen.eu>

Peladora Mediante Cuchillas: este tipo de máquinas comprenden órganos giratorios accionados por el arrastre y guías por el interior de la máquina y órganos peladores (cuchillas) dispuestos a pelar la piel de los productos de alta dureza, esta máquina es utilizada para el proceso rápido ya que el pelado es de forma directa, también están fabricados de acero inoxidable. Ejemplo máquinas de pelar caña, yuca. (<https://prezi.com>)

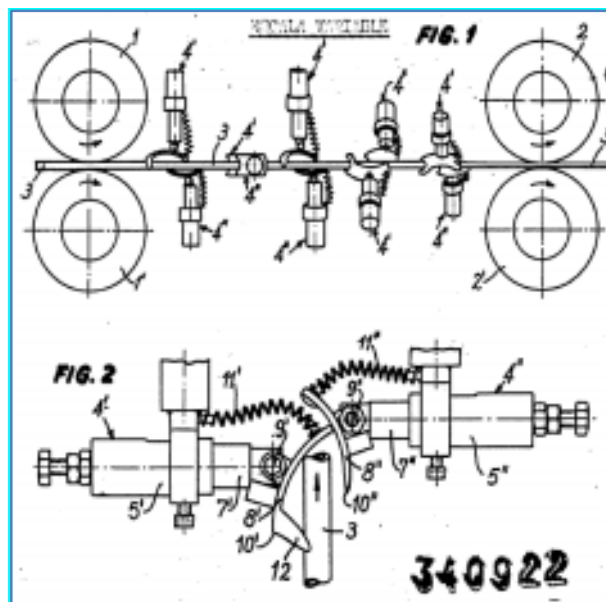


Figura 7: sistema de pelador de cañas

Fuente: <http://www.espatentes.com>

1.3.5 Principio de Funcionamiento Pelado de Caña de Azúcar

Es el proceso en el cual a través de elementos como cuchillos o maquinas retiramos la cascara de un producto como: la caña, la tuna, la naranja y mucho más, lo cual hará que estos productos sean aptos en un proceso de elaboración. Existen productos en las que el pelado debe realizarse de tal modo de no perder demasiada pulpa, en lo cual esto influiría significativamente en el rendimiento del producto final. En el caso de la caña da un mejor aspecto en la elaboración del néctar de Caña tanto en su sabor como en otras características. En la actualidad el pelado es muy utilizado en las industrias alimentarias sobre cuando tienen abundante materia prima, con la finalidad de avanzar el proceso y reducir costos.

Respecto al proceso de pelado de cañas, se ha realizado una búsqueda de patentes y máquinas que realicen esta función. Se han encontrado numerosas patentes para el pelado de cañas de azúcar basadas en sistemas de cuchillas. La mayoría de estas consisten en sistemas que, arrastrados por un vehículo, se clavan en las cañas y las arrancan, introduciéndolas en el mecanismo que les arranca la corteza. Dichos sistemas, por lo general, son muy voluminosos y requieren un vehículo, (Herrera, 2013).

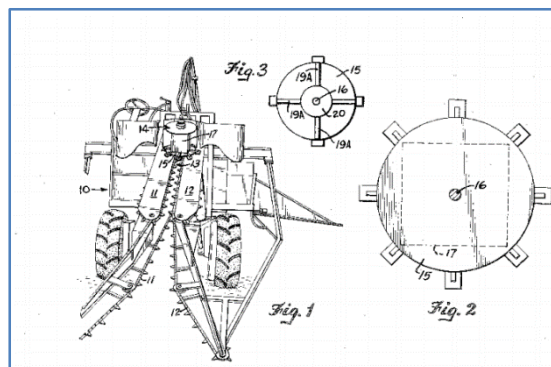


Figura 8: sistema de corte y pelado de cañas incorporado en un vehículo

Fuente: <https://upcommons.upc.edu>

1.3.6 Diseño de Máquina Peladoras de Caña de Azúcar

El diseño de una maquina peladora debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que se pueda fabricar y comercializar.

Estas palabras, con este significado, tienen el fin transmitir lo siguiente:

Funcionalidad: el producto debe cumplir con su necesidad propuesta y con las expectativas del cliente.

Seguridad: el producto no debe ser peligroso para el usuario, los transeúntes o a la propiedad circundante. Los peligros que no se pueden “eliminar con el diseño” se resuelven con protección (un recinto protector); si eso no es posible, se proporcionan instrucciones apropiadas o advertencias.

Confiable: la confiabilidad es la probabilidad condicional de que, a un nivel de confianza dado, el producto realizara su función propuesta en forma satisfactoria, o sin fallas durante un lapso de vida dado.

Competitivo: el producto es un contendiente en su mercado.

Útil: el producto es “amigable para el usuario” y se acomoda al tamaño, resistencia, postura, alcance, fuerza, potencia y control humano.

Se Puede Fabricar: el producto se reduce a un número “mínimo” de partes que resulta adecuado para la producción en masa, y sus dimensiones, distorsión y resistencia están bajo control.

Se Puede Comercializar: el producto se puede comprar y se dispone de servicio (reparación).

1.3.7 Diseño de la Maquina Peladora de Cañas de Azucar.

Un eje es un componente de los dispositivos mecánicos que trasmite movimiento rotatorio y potencia, sobre el que se montan engranes, poleas, volantes, ruedas de cadena, entre otros. Estos elementos ejercen cargas deflexión, tensión, compresión o torsión que actúan individualmente o combinadas.

La decisión sobre qué esfuerzo usar para el diseño depende de la situación particular del punto de interés (sección crítica). En muchos casos es necesario

efectuar cálculos en varios puntos, para examinar por completo la variedad de condiciones de carga y condiciones geométricas que existan.

Existen varias teorías que se pueden aplicar para predecir una falla en un eje, todo depende del material y del tipo de esfuerzos que soporta, (Shigley, 2008).

a) Calculo de Torques

- calculo de torques aplicado en las poleas

$$T = \frac{P}{\omega} \quad \dots (1)$$

Donde:

T : Torque (N.m)

P : Potencia (hp)

ω : Velocidad angular (rad/s)

b) Calculo de Fuerzas por Tensión en Bandas en V

$$F_1 = F_c + \frac{d_f * \exp(\phi * c_f)}{\exp(\phi * c_f) - 1} \quad \dots (2)$$

Donde:

F_1 : Tension (N)

F_c : Tensión Centrífuga (lbf)

d_f : Potencia Transmitida en la banda (lbf)

C_f : Coeficiente de Fricción para la banda

Para F_c :

$$F_c = K_c * \frac{V}{1000} \quad \dots (3)$$

Donde:

K_c : Factor escogido por la sección de la banda

V : Velocidad de la banda (pie/m) Para d_f :

$$d_f = \frac{63025 H_d/N_b}{n(d/2)} \quad \dots(4)$$

Donde:

H_d : Potencia de Diseño (hp)

N_b : Numero de Bandas

n : Revoluciones de la polea (rpm)

d : Diametros de la polea (m)

c) Diagramas de Carga

- Para el Diagrama de Reacciones y Fuerza Cortante

$$\sum F_x = 0 \quad \dots (5)$$

$$\sum F_y = 0 \quad \dots (6)$$

Donde:

F_x : Fuerzas en el eje x (N)

F_y : Fuerzas en el eje y (N)

- Para el Diagrama de Momento Flector

$$\sum M = 0 \quad \dots (7)$$

Donde:

M : Momento flector (N.m)

d) Diseño de Eje Estático

- La ecuación de Von Mises es:

$$\sigma_{V.M} = \left[\left(\frac{32K_f(M_m+M_a)}{\pi*d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs}(T_m+T_a)}{\pi*d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \dots (8)$$

Donde:

d : Diámetro (m.)

M_m : Momento Medio (N.m)

M_a : Momento Alternante (N.m)

T_m : Par de Torsión medio (N.m)

T_a : Par de Torsión alternante (N.m)

K_{fs} : Factores de Concentración de Esfuerzos (Adim.)

- Factor de Seguridad

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{V.M}} \quad \dots (9)$$

Donde:

n : Factor de seguridad (adim.)

S_y : Límite de fluencia (Pa)

σ_0 : Esfuerzo de Von Mises (Pa)

e) Diseño del Eje a fatiga

- La ecuación de ED - ASME elíptica es:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi*d^3} \left[4 \left(\frac{K_f*M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs}*T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f*M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs}*T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \dots (10)$$

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f * M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} * T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f * M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} * T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \dots\dots (11)$$

Donde

d : Diámetro (m.)

S_e : Limite de fatigo de la pieza (adim.)

S_{ut} : Resistencia tensión (Pa)

K_f : Factor de Concentración de Esfuerzos por Deflexión (Adim.)

K_{fs} : Factor de Concentración de Esfuerzos por Torsión (Adim.)

Para K_f :

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \dots (12)$$

Donde

q : Factor de carga (Adim.)

Para K_{fc} :

$$K_{fc} = 1 + q_c(K_{tc} - 1) \dots (13)$$

Donde

K_{fc} : Factor de Concentración de Esfuerzos por Torsión (Adim.)

K_{tc} : Factor de Concentración de Esfuerzos por Torsión en relación de diámetros (Adim.)

q_c : Factor de carga (Adim.)

f) Ecuación de Marín (Se)

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S'_e \dots (14)$$

Donde:

K_a : Factor de modificación de la condición superficial (adim.)

K_b : Factor de modificación del tamaño (adim.)

K_c : Factor de modificación de la carga (adim.)

K_d : Factor de modificación de la temperatura (adim.)

K_e : Factor de confiabilidad (adim.)

K_f : Factor de modificación de efectos varios (adim.)

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria (MPa)

S_e : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso (MPa)

- Para factor de superficie **K_a**

$$K_a = a S_{ut}^b \quad \dots (15)$$

- Para factor de tamaño **K_b**

$$K_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} \text{ Si } 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \quad \dots (16)$$

- Para factor de carga **K_c**

$$K_c: \begin{cases} 1 & \text{Flexión} \\ 0.85 & \text{Axial} \\ 0.59 & \text{Torsión} \end{cases} \quad \dots (17)$$

- Para factor de temperatura **K_d**

Se considerará para el cálculo que se trabaja a temperatura ambiente (Aproximadamente 20 °C) entonces según la tabla del Anexo N°12, a esta temperatura el factor de temperatura es: $k_d = S_T/S_{RT} = 1$

- Para el factor de confiabilidad K_e

Como no se tiene claro la capacidad del eje se tomará una baja confiabilidad para evitar fallas (confiabilidad de 50%), según la tabla del Anexo N°13, para esta confiabilidad se asume un factor de confiabilidad de 1.

- Para el factor de varios efectos K_f

Este factor depende de los siguientes factores:

- Corrosión
- Recubrimiento electrolítico
- Metalizado por aspersión
- Frecuencia cíclica
- Corrosión por frotamiento

Debido a que el eje va estar sujeto a todos estos efectos se asume un factor de efectos varios de 1.

- Límite de resistencia a la fatiga (S'_e)

Para el caso de los aceros estudiados en esta tesis los límites de fluencia no pasan los 1400 MPa por ende se usa la siguiente expresión:

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} \quad \dots (18)$$

g) Calculo de esfuerzos fluctuantes

- Momento medio (M_m)

$$M_m = 0 \quad \dots (19)$$

- Momento Alternante (M_a)

$$M_a = R_a * Y \quad \dots (20)$$

Donde:

R_a : Reacción en a (N)

Y : Distancia entre centros (mm.)

Si.

$$R_a = F - R_b \quad \dots (21)$$

Donde:

F : Fuerza Resultante en la polea 1 (N)

R_b : Reacción en b (N)

Si:

$$R_b = F * \frac{Y}{X} \quad \dots (22)$$

Donde:

R_a : Fuerza Resultante en la polea 1 (N)

X : Distancia desde el punto A hacia el punto B (mm.)

Y : Distancia entre centros (mm.)

- Torque Medio (T_m)

$$T_m = 0 \quad \dots (23)$$

- Torque Alternante (T_a)

$$T_a = F * \frac{d}{2} \quad \dots (24)$$

1.3.8 Rodamientos:

Cuando se usa aceros de muy alta resistencia, todos los rodamientos tienen una duración finita, y terminarán por fallar debido a la fatiga causada por altos esfuerzos de contacto. La duración en horas de servicio de un rodamiento se calcula según la ecuación, (<http://www.skf.com/>):

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} * \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad \dots (25)$$

Donde:

L_{10h} = Duración en horas de servicio del rodamiento (hrs)

$p=3$ Para rodamiento de bolas y $10/3$ Para rodamientos de rodillos

C = Capacidad de carga dinámica (N)

n = Velocidad de rotación del eje (rpm)

P = Carga dinámica equivalente (N)

1.3.9 Cadenas de Rodillos

Esta norma ANSI estandarizó las cadenas de rodillos con respecto a sus tamaños. El paso es la distancia lineal entre los centros de los rodillos. El ancho es el espacio entre las placas de eslabón interiores. Estas cadenas se fabrican con torón sencillo, dobles, triples y cuádruples. Las dimensiones de los tamaños estándar se proporcionan en la tabla 03, (Shigley, 2008).

En las figuras 08 y 09, se muestran las características principales de una cadena de rodillos.

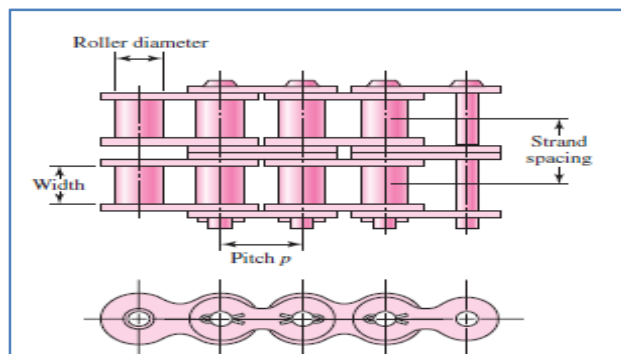


Figura 9. Nomenclatura de una cadena de rodillos
Fuente: Shigley, 2008

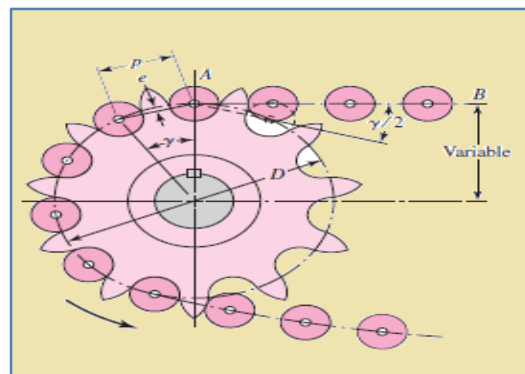


Figura 10. Sistema de transmisión por cadena – catalina
Fuente: Shigley, 2008

En la tabla 02, Se puede seleccionar el tipo de cadena según la norma ANSI teniendo como datos la velocidad de rotación de la catalina y la potencia a transmitir.

Velocidad de la Catalina, rpm	Número ANSI de cadena								
		80	100	120	140	160	180	200	240
50	Tipo A	2.88	5.52	9.33	14.4	20.9	28.9	38.4	61.8
100	Tipo A	5.38	10.3	17.4	26.9	39.1	54.0	71.6	115
150	Tipo B	7.75	14.8	25.1	38.8	56.3	77.7	103	166
200	Tipo B	10.0	19.2	32.5	50.3	72.9	101	134	215
300	Tipo B	14.5	27.7	46.8	72.4	105	145	193	310
400	Tipo B	18.7	35.9	60.6	93.8	136	188	249	359
500	Tipo B	22.9	43.9	74.1	115	166	204	222	0
Tipo C		Tipo C'							

Tabla 02: Capacidad nominal de potencia de cadenas de paso único en torón sencillo

Fuente: Shigley, 2008

Nota: tipo A, lubricación manual o por goteo; tipo B, lubricación por baño o disco; tipo C, lubricación por chorro de aceite, tipo C', es tipo C, pero ésta es una región de excoiación; envíe el diseño al fabricante para su evaluación, (Shigley, 2008).

En la tabla 03. Se puede obtener datos de la cadena como paso, ancho, resistencia, peso, diámetro de rodillo y espaciamento, teniendo como dato el tipo de cadena.

Número De Cadena ANSI	Paso, Pulg (mm)	Ancho Pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión Lbf(N)	Peso Promedio Lbf/pie (N/m)	Diámetro del rodillo pulg(mm)	Espaciamento de torones múltiples pulg(mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1760 (7830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.7)	0.25 (6.35)	1500 (6670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	- -
40	0.500 (12.7)	0.312 (7.94)	3130 (13920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.8)	0.375 (9.52)	4880 (21700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.0)	0.500 (12.7)	7030 (31300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.4)	0.625 (15.88)	12500 (55600)	1,71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.7)	0.750 (19.05)	19500 (86700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.1)	1.000 (25.40)	28000 (124500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.4)	1.000 (25.40)	38000 (169000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.8)	1.250 (31.75)	50000 (222000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.1)	1.406 (35.71)	63000 (280000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)

Tabla 03. Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanas: torón sencillo.

Fuente: Shigley, 2008

1.3.10 Selección de Motores Eléctricos:

Los motores pueden ser utilizados para toda clase de trabajo y cada actividad requiere un tipo de motor. Para elegir un motor hay que tener en cuenta, (Mena y Jácome, 2015):

- La carga de trabajo (Potencia).
- La clase de servicio.
- El ciclo de trabajo.
- Los procesos de arranque, frenado e inversión.
- La regulación de velocidad.
- Las condiciones de la red de alimentación.
- La temperatura ambiente.

Potencia de accionamiento, (Mena y Jácome, 2015):

$$KW = \text{Par de motor} \frac{RPM}{975}$$

$$HP = \text{Par de motor} \frac{RPM}{726}$$

Donde:

$$\text{Potencia en KW} = 0,736 * \text{Potencia en (HP)}$$

$$\text{Potencia en HP} = 1,36 * \text{Potencia en (KW)}$$

$$P = F.V \quad \dots (26)$$

Donde, La potencia está definida en dos factores: La fuerza en [N] y la velocidad en metros por segundo.

1.3.11 Par Motor:

El par motor es la fuerza que es capaz de ejercer un motor en cada giro. El giro de un motor tiene dos características: el par motor y la velocidad de giro. Por combinación de estas dos se obtiene la potencia, definida así, (Mena y Jácome, 2015):

$$T = \frac{P}{\omega} \quad \dots (27)$$

Dónde:

ω : es la velocidad angular en (rad/s.)

1.3.12 Retorno operacional de la inversión:

Es un parámetro que permite medir el plazo de tiempo que se requiere para que los flujos netos de efectivo de una inversión recuperen su costo o inversión inicial, (Sowell, 2013).

$$ROI = \frac{I}{B} \quad \dots (28)$$

Dónde:

I: Inversión para la ejecución del proyecto [\$]

B: Beneficio logrado por el proyecto [\$/año]

1.3.13 Valor actual neto:

Este método consiste en la valoración de inversiones que puede definirse como la diferencia entre el valor actualizado de los cobros y de los pagos generados por una inversión (Sowell, 2013).

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+r)^t} - I_0 \quad \dots (29)$$

Dónde:

VAN : Valor actual neto [\$]

V_t : Flujos de caja en cada tiempo [\$]

r: Interés [%]

t: Número de períodos considerados [años]

I_0 : Valor del desembolso inicial de la inversión [\$]

1.3.14 Tasa interna de retorno:

La tasa interna de retorno de una inversión o proyecto, es la tasa efectiva anual compuesto de retorno o tasa de descuento que hace que el valor actual

neto de todos los flujos de efectivo (tanto positivos, como negativos) de una determinada inversión sean igual a cero (Sowell, 2013).

$$TIR = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1 + TIR)^t} - I_0 = 0 \quad \dots (30)$$

Dónde:

TIR: Tasa interna de retorno [%]

1.3.15 Matriz de Pugh

Este tipo de herramientas se utiliza para la toma de decisiones sobre el desarrollo de un nuevo diseño, diferenciar los criterios que van a aportar más valor de una manera cuantitativa, es decir, una manera rápida de poder priorizar las características del producto que se pretende lanzar o mejorar, (<http://www.pdcahome.com/>).

En la figura 04, se muestra una matriz de Pugh, basada en cada criterio con respecto a cada concepto de diseño a evaluar.

	Criterio 1	Criterio 2	Criterio 3	Criterio 4	Criterio 5
Concepto 1					
Concepto 2					
Concepto 3					
Concepto 4					
Concepto 5					

Figura 11: Matriz de Pugh

Fuente: <http://www.pdcahome.com>

1.3.16 Partes principales de una Peladora de Caña de Azúcar Estándar.



Figura 12: Maquina peladora de caña rodante

Fuente: (Mantenimiento Tafesa, 2014)

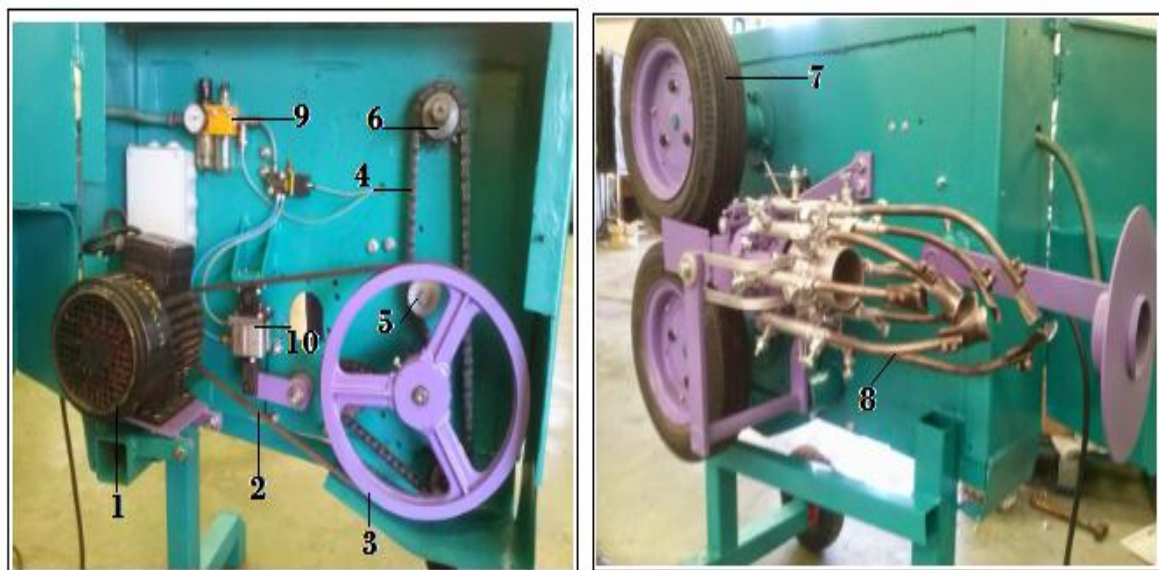


Figura 13: Partes de la maquina peladora de caña rodante

Fuente: (Mantenimiento Tafesa, 2014)

La máquina peladora de caña rodadora, funciona de la siguiente manera: El elemento (1) motor eléctrico, se encarga de generar de dar movimiento a la faja o banda en V (2), a través de las poleas (3) las cuales se encargan de accionar una cadena de rodillos (4) permitiendo la estabilidad de tensando a través de ruedas guías (5), para poder accionar la catalina (6), la cual permitirá el libre movimiento circular de las ruedas de goma (7) permitiendo la orientación de la caña para su pelado con cuchillas con concavidad (8). El sistema utiliza un sistema de protección para la maquina por interruptor termomagnético (9) y un variador de velocidad (10) para regular las RPM del motor.

1. Motor Eléctrico:

Se encarga de generar y dar movimiento a la faja o banda, a través de las poleas.

2. Faja o Banda:

Es el elemento que permite la transmisión del movimiento entre una y otra polea.

3. Poleas:

Las poleas son accionadas por las fajas, las cuales se encargan de realizar el accionamiento de una cadena de rodillos en la máquina.

4. Cadenas:

Este tipo de transmisión de cadena en la máquina, trabaja de acuerdo al principio del engranaje, hace que la rueda conducida y de la cadena que abraza a las ruedas y engrane con sus dientes.

5. Ruedas Guías:

Permite la estabilidad del tensado, el correcto posicionamiento de la cadena.

6. Piñón o Catalina:

La catalina es sometida al abrazamiento de la cadena y es movido en forma circular y paralelo, lo cual produce el movimiento rotacional de los ejes que están sometidos en los neumáticos.

7. Ruedas de Goma o Neumáticos:

En la maquina su función es hacer cumplir la orientación de la caña para su respectivo pelado.

8. Cuchillas:

Están hechas de acero inoxidable, e encarga de pelar la caña de manera uniforme.

9. Interruptor Termomagnético:

Su función es proteger la máquina y ante cualquier peligro que hubiese.

10. Variador de Velocidad:

Su función es controlar la velocidad rotacional del motor.

1.4.FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿Cuál será la configuración y especificaciones técnicas de una máquina peladora de caña de azúcar con una capacidad de 300Kg/h?

1.5.JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO

Relevancia económica:

El diseño de una maquina peladora de cañas de azúcar, permitirá a la empresa CANAI S.A.C, incrementar su productividad en el pelado de caña y por tanto incrementar ganancias.

Relevancia tecnológica:

La aplicación de la ingeniería de diseño formal en el diseño de una maquina peladora de caña permitirá elementos de máquinas de duración y confiabilidad

contralada los cual facilitará una visión más clara de la relación costo beneficio de este equipo.

Relevancia Social:

Este diseño permitirá el acceso de personas de estratos económicos bajos a una herramienta de producción para venta a escala pequeña o mediana de caña de azúcar, lo cual permitirá una mejora en la calidad de vida de sus familias.

1.6.OBJETIVOS

1.6.1. Objetivo General

Diseñar una máquina peladora de caña de azúcar de 300 Kg/h en la empresa CANAI S.A.C. para incremento de productividad.

1.6.2. Objetivos específicos

- Identificar las necesidades de la empresa CANAI S.A.C para el pelado de la caña de azúcar mediante la aplicación de entrevistas.
- Generar una tabla de características y especificaciones de diseño ingenieril que sirva como referencia para todo el diseño posterior
- Realizar una revisión bibliográfica a nivel mundial y nacional para identificar código, normas, estándares y/o recomendaciones de diseño para peladoras de caña o maquinas afines.
- Generar 6 conceptos de pelado de caña capaces de satisfacer los requerimientos de ingeniería planteados usando técnicas como la matriz de criterios ponderados.
- Realizar el diseño de configuración de partes del concepto óptimo obtenido
- Dimensionar las partes principales del equipo usando las normas y/códigos de diseño encontrados, las respuestas de las entrevistas y el criterio ingenieril.
- Seleccionar los materiales para la maquina

- Calcular las cargas de diseño que soportara la máquina peladora basada en la normativa encontrada.
- Realizar el diseño paramétrico de las partes, elemento o sub-sistemas críticos a través de una GUI con ayuda del software Matlab
- Simular con ayuda del software ANSYS el componente que este sujeto a cargas críticas.
- Seleccionar los componentes estándar de la maquina peladora de caña de azúcar óptima.
- Elaborar los planos de fabricación.
- Realizar un estudio económico final (ROI, TIR, VAN).

Capítulo II

METODO

II. MÉTODO

2.1 DISEÑO DE INVESTIGACIÓN.

Según corresponde: Pre-experimental.

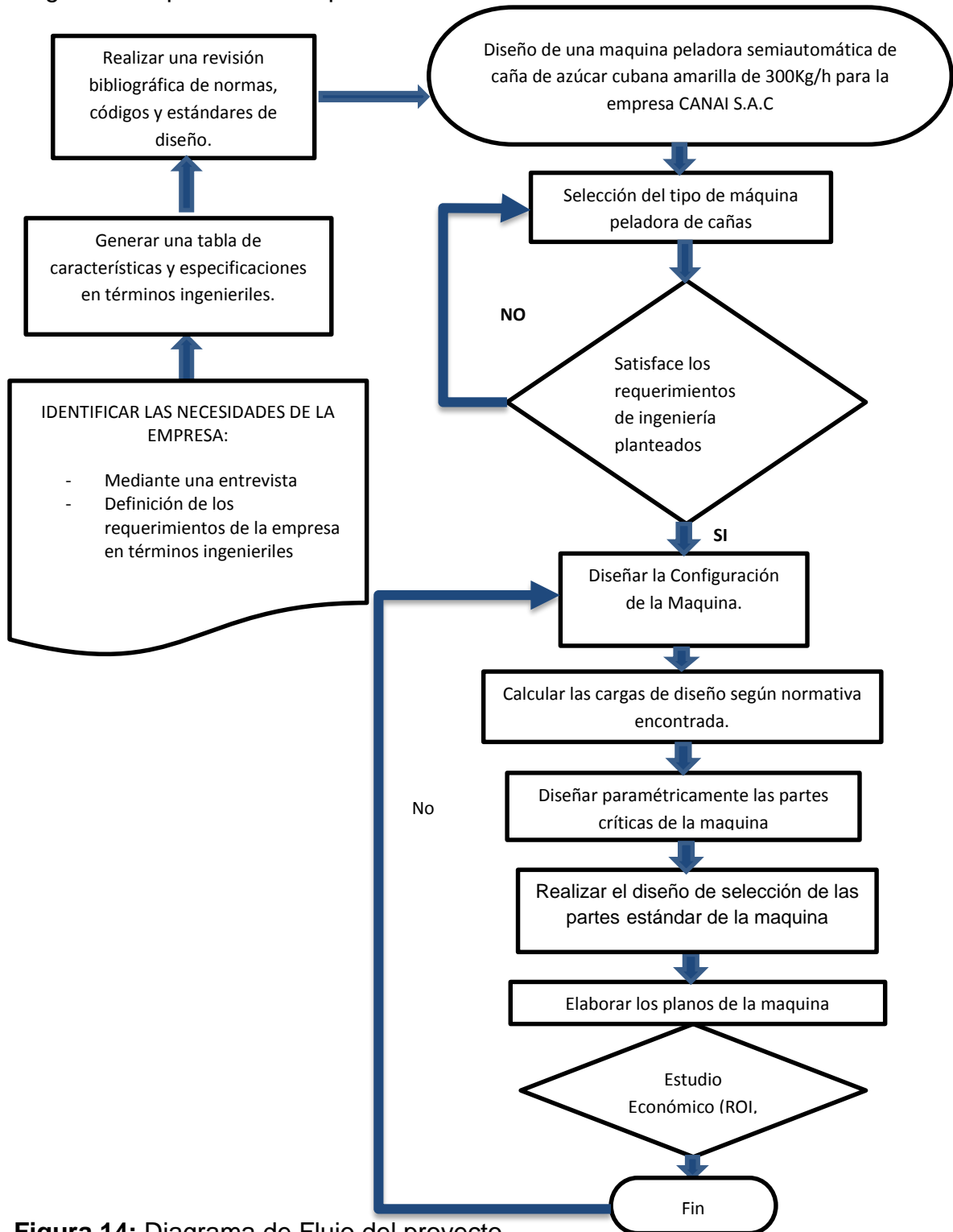


Figura 14: Diagrama de Flujo del proyecto

2.2 VARIABLES Y OPERACIONALIDAD

Se usará el esquema de variables que proponen investigadores expertos del área de diseño (Eggert, R., 2010; Dieter y Schmidt, 2000) las cuales son: variables de diseño, variables de solución, parámetros de definición de problema y variables intervinientes.

Como se mencionó en la sección 1.3.16 “Partes principales de una Peladora de Caña de Azúcar Estándar” las partes principales son: Bastidor, Eje del Sistema de Transmisión, Sistema de Transmisión y Sistema de Corte (cuchilla de corte). Se someterá al diseño paramétrico primero al elemento de corte (cuchilla), pues este se debe optimizar para la reducción de fuerzas en el pelado de la caña. Una vez conocidas la geometría de las cuchillas y sus fuerzas se diseñará paramétricamente El Eje del Sistema de transmisión para determinar su duración en fatiga.

Variables para el diseño del Eje del Sistema de Transmisión

Parámetros de Definición de Problema:

- Material del eje del sistema de Transmisión (adim)
 - AISI (1010,1018,1020,1045)
- Fuerza de Transmisión (N)
 - Obtenido del Análisis del mecanismo de corte

Variables de Diseño:

- Diámetro del Eje D (mm.)
- Longitud del Eje L (m)
- Torque del Sistema de Transmisión T (N.m)

Variables de Solución

- Esfuerzo de Máximo de Von Mises, σ' (MPa)
- Factor de seguridad por esfuerzo, FS (adim.)

Variables intervinientes

- Temperatura Ambiente (°C)

En La Figura No. 15 puede apreciarse el Diagrama de Caja Negra que resumen las variables descritas línea arriba.

Variables para el diseño de la cuchilla de corte

Parámetros de Definición de Problema:

- Material de la Cuchilla (adim)
 - Acero Inoxidable 316L
- Fuerzas de corte, F (N)
- Criterios de Ingeniería

Variables de Diseño

- Angulo de Incidencia de la cuchilla, $\alpha(^{\circ})$
- Espesor de la cuchilla, e_c (mm)
- Longitud de la Cuchilla, L (mm)

Variables de Solución

- Longitud de la cuchilla, l_c (mm)
- Esfuerzo de Máximo de Von Mises, σ' (MPa)
- Factor de seguridad por esfuerzo, FS (adim.)
- Deformación absoluta, δ (mm)

Variables intervinientes

- Temperatura Ambiente T ($^{\circ}\text{C}$)

En La Figura No. 16 se observa el Diagrama de Caja Negra que detalla las variables del párrafo anterior.

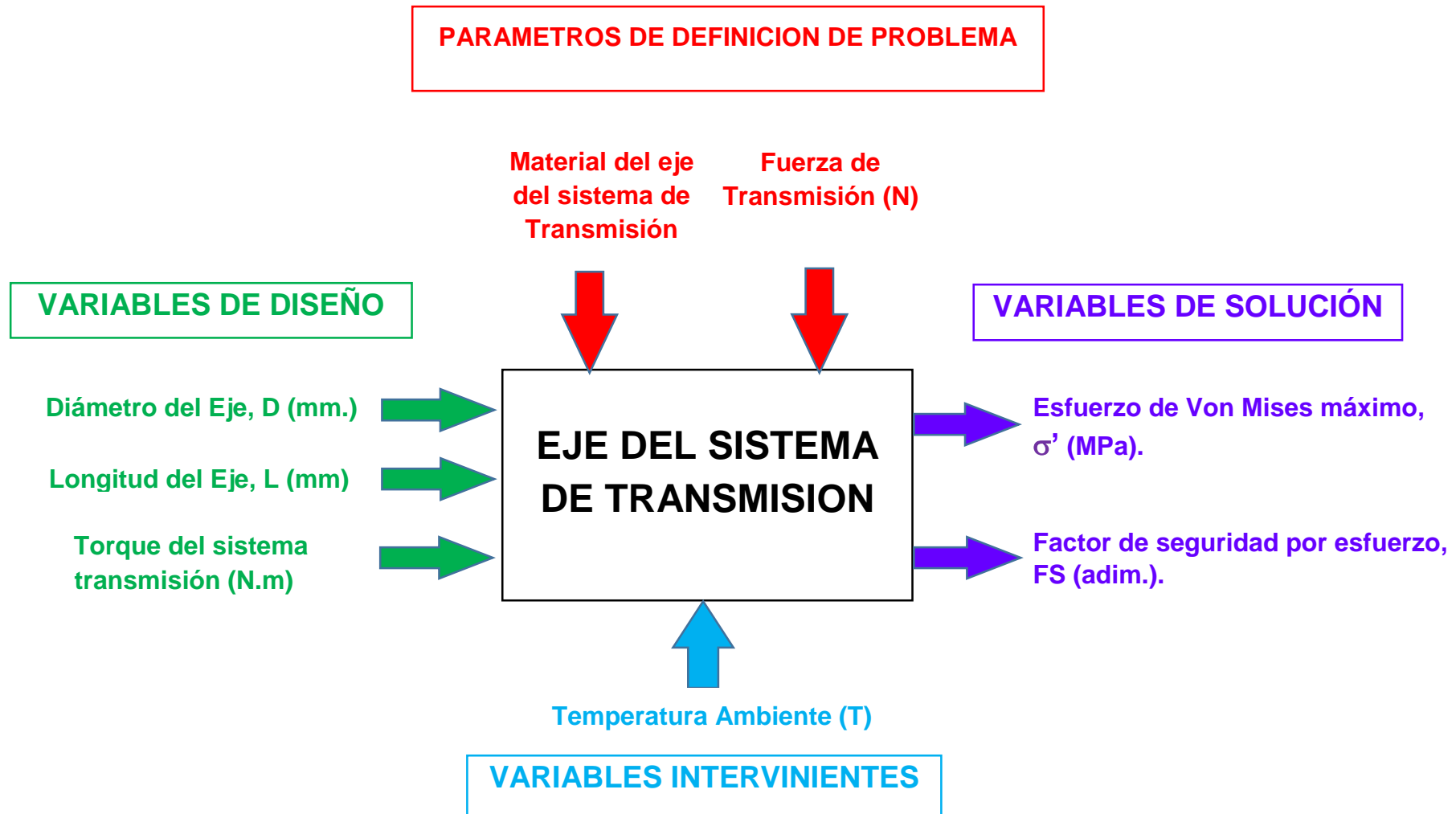


FIGURA N° 15: Diagrama de caja negra para el diseño de la cuchilla de corte

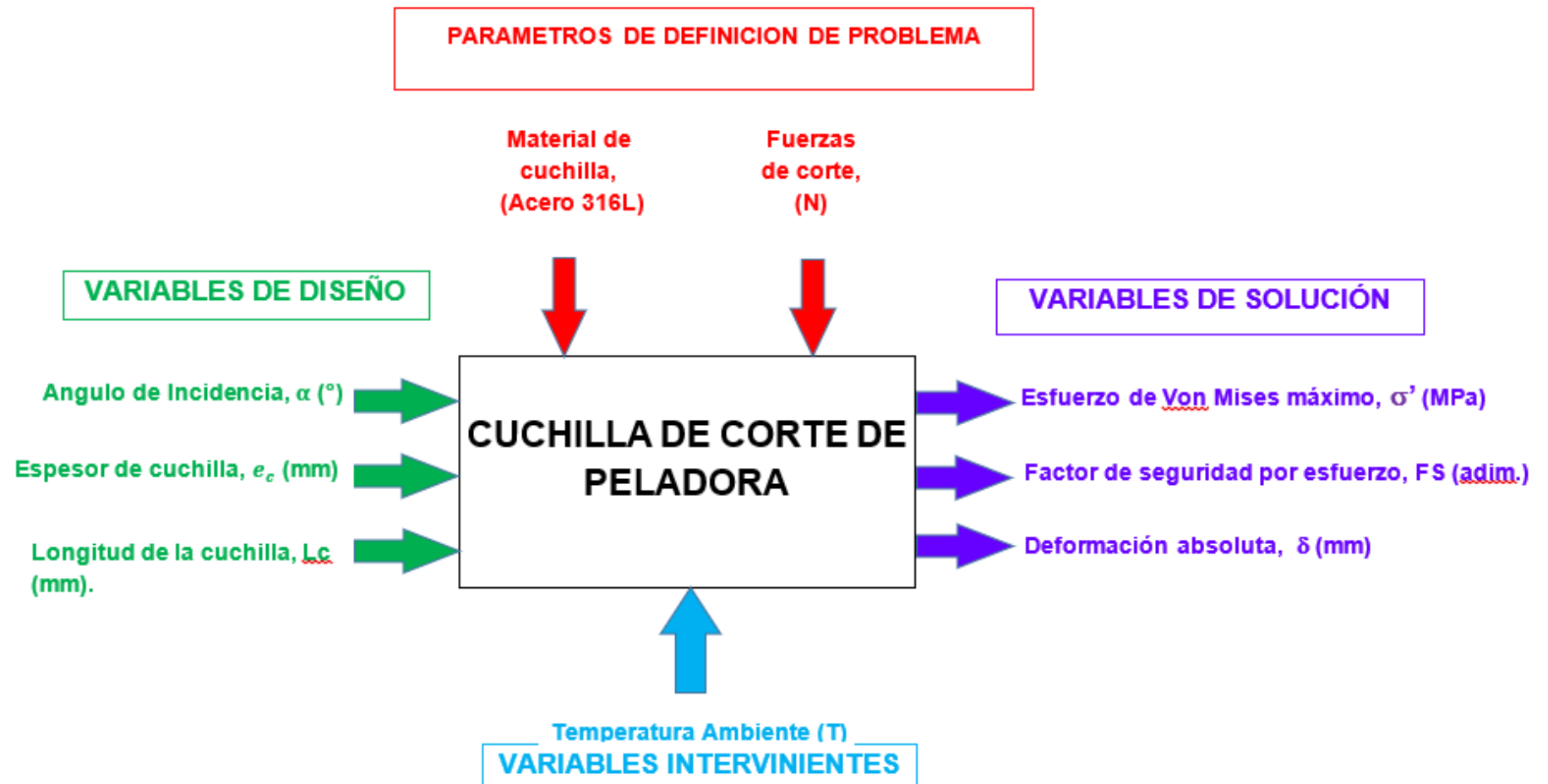


FIGURA N° 16: Diagrama de caja negra para el diseño del mecanismo de corte de la máquina peladora de caña de azúcar

▪ **OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES**

	<i>Variable</i>	<i>Definición conceptual</i>	<i>Definición operacional</i>	<i>Indicadores</i>	<i>Escala de medición</i>
DE DISEÑO	Diámetro del eje.	Distancia entre dos puntos de una circunferencia que pasa por su centro.	Espesor o grosor del eje	Metros	Intervalo
	Longitud del eje.	Distancia entre dos puntos, inicio y final del eje.	Definir la longitud del eje	Metros	Intervalo
	Ángulo de Incidencia.	Es el ángulo libre que queda entre la cuña del filo y la superficie de la pieza(caña).	Definir los grados para el ángulo de incidencia.	Grados	Intervalo
	Espesor de cuchilla.	Espesor o grosor especificada según cálculo de la cuchilla.	Definir el material para la cuchilla, resistente a la corrosión.	Metros	Intervalo
	Longitud de cuchilla.	Distancia entre dos puntos, inicio y final de la cuchilla.	Definir la longitud de la cuchilla	Metros	Intervalo
DE SOLUCIÓN	Esfuerzo de Von Misses.	Magnitud física proporcional a la energía de distorsión	Indicador de un buen diseño para materiales dúctiles	MPa	Intervalo
	Factor de seguridad por esfuerzo.	Valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento esperado real a que se verá sometido la pieza.	Valor de esfuerzo máximo entre límite de fluencia del material de la pieza.	Adimensional	Intervalo
	Deformación absoluta.	Valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento esperado real a que se verá sometido la pieza	Cociente entre la deformación total de la pieza y la deformación admisible.	Metros	Intervalo

Tabla 04: Operacionalización de variables

FUENTE: Propia

2.3 POBLACIÓN Y MUESTRA

No aplicable a este tipo de estudio

2.4 TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS

Técnica	Instrumento
Entrevista	Ficha de entrevista

Tabla 05: Técnicas e instrumentos del proyecto

2.5 MÉTODOS DE ANÁLISIS DE DATOS

Primero, se obtendrá una tabla de las diversas mediciones máximas, mínimas y promedios de la caña; con respecto a su diámetro, longitud y espesor. Como también la producción mínima y máxima de pelado de caña requerida por la empresa CANAI S.A.C. Además, se obtendrá de las investigaciones de los papers o artículos científicos relacionados con la caña de azúcar.

Segundo, se establecerá una lista de requerimientos, la cual se expresará el problema en términos de ingeniería. Se seleccionará para el diseño paramétrico normas y códigos referentes para el material de la maquina peladora de cañas. Se generarán 6 conceptos alternativos los cuales serán evaluados a través de una matriz de selección ponderada, seleccionando la mejor alternativa que cumpla las exigencias del cliente.

Tercero, se diseñará la configuración general de las partes críticas de la maquina mediante el diseño paramétrico, luego se realizará el diseño de selección para los componentes estándares.

Cuarto, para realizar los cálculos, simulaciones, y planos de ingeniería se utilizará los softwares como el MATLAB, ANSYS, SolidWorks

Finalmente, se realizará un análisis económico, a través del beneficio económico, inversión en todos los elementos involucrados en el diseño de la máquina y retorno operacional de la inversión inicial. Determinando la viabilidad del proyecto a través de las herramientas financieras valor actual neto y tasa interna de rentabilidad.

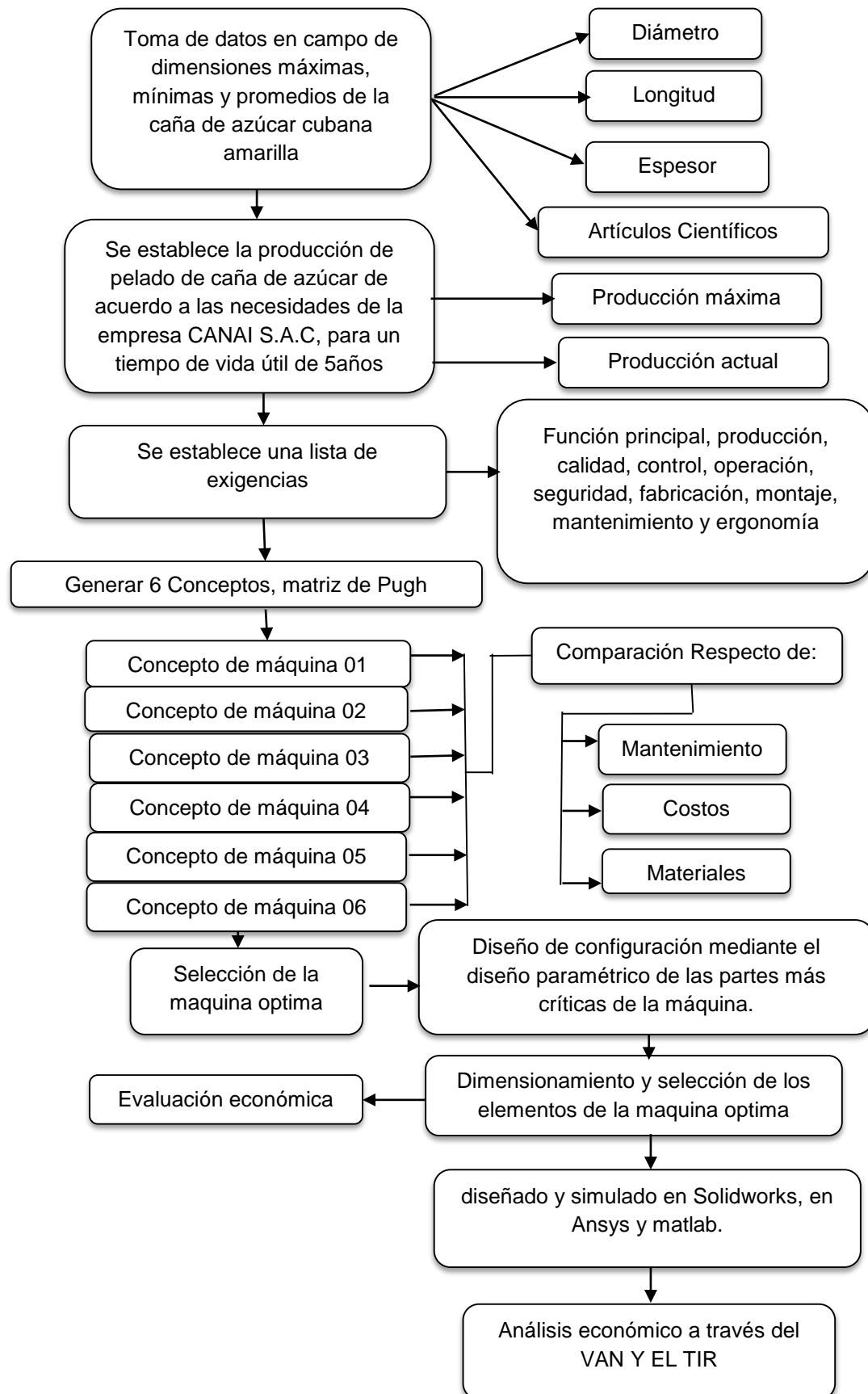


Figura 17: Diagrama de flujo de análisis de datos.

Capítulo III

RESULTADOS

III. RESULTADOS

3.1. IDENTIFICACIÓN DE NECESIDADES DE LA EMPRESA CANAI S.A.C

- Identificar las necesidades de la empresa CANAI S.A.C para el pelado de la caña de azúcar mediante la aplicación de entrevistas.

Para la identificación de las necesidades de la empresa Canai S.A.C en el área de pelado de caña de azúcar, se realizó una entrevista basado en aspectos de producción, economía, características de producto y de la máquina, (Ver Anexos A.1 y A.2). Los resultados de esta entrevista se pueden apreciar en la Tabla No. 6

PREGUNTA No 1: Volumen de pelado de cañas procesados diarios por la empresa.

2000 a 2100 kg por día.

PREGUNTA No 2: Cantidad de operarios dedicados al pelado manual de cañas de azúcar

Entre 10 y 11 operarios.

PREGUNTA No 3: Rangos y longitudes de las cañas que maneja la empresa.

3 a 3.5 cm en diámetro y 100 cm de longitud.

PREGUNTA No 4: Normas de salud para el proceso del pelado.

La empresa está sujeta a la Norma Técnica Peruana 098 MINSA/DIGESA.

PREGUNTA No 5: Estaría interesado en una maquina peladora de cañas de azúcar? ¿Sí o no? automática, semiautomática o mecánica?

Semiautomática.

PREGUNTA No 6: Volumen de procesamiento diarios que se desea alcanzar con la maquina peladora de cañas de azúcar.

250 kg/ hora.

COLUMNA 9: Cuanto estaría dispuesto a pagar por la maquina peladora de cañas de azúcar con características adecuadas de acuerdo a sus necesidades?

10000 a 15000 soles.

No.	ENTREVISTADO	VOLUMEN DE PELADO DE CAÑAS PROCESADOS DIARIOS POR LA EMPRESA.	CANTIDAD DE OPERARIOS DEDICADOS AL PELADO MANUAL DE CAÑAS	RANGOS Y LONGITUD DE LA CAÑAS QUE MANEJA LA EMPRESA	NORMAS DE SALUD PARA EL PROCESO DEL PELADO DE CAÑAS	ESTARIA INTERESADO EN UNA MAQUINA PELADORA DE CAÑAS DE AZUCAR? ¿SI O NO? AUTOMATICA, SEMI AUTOMATICA O MECANICA	VOLUMEN DE PROCESAMIENTO DIARIOS QUE SE DESEA ALCANZAR CON LA MAQUINA PELADORA DE CAÑAS DE AZUCAR	¿CUANTO SERIA SU DISPOSICION A PAGAR POR LA MAQUINA PELADORA DE CAÑAS DE AZUCAR CON CARACTERISTICAS ADECUADAS A SUS NECESIDADES?
1	Ing. José Luis Gonzales	ES DE 2000 A 2100 KG POR DIA	10OPERARIO	DE 3 A 3.5 CM DE DIAMETRO Y DE 1 METRO DE LONGITUD	LA NORMA TECNICA PERUANA 098 MINSA/ DIGESA	SI. SEMIAUTOMATICA	DESEO ALCANZAR 2000 KG/ POR DIA, COMO MINIMO	LA DISPOSICION PARA LA MAQUINA SERIA DE UNOS 15000 NUEVOS SOLES.
2	Dani Flores Rojas	LA CANTIDAD ES DE 2000 KG DIARIOS	10 OPERARIOS	DE 3 A 3.5 CM DE DIAMETRO Y DE 1 METRO DE LONGITUD	NO CONOCE	SI. MECANICA	SE DESEA PELAR COMO MINIMO 200 KG/HORA DIARIOS	PAGARIA UNOS 12000 NUEVOS SOLES
3	Daniel Rodríguez Basilio	ES DE 2000 KG	11 OPERARIOS	DE 3 A 3.5 CM DE DIAMETRO Y DE 1 METRO DE LONGITUD	LA NORMA TECNICA PERUANA 098 MINSA/ DIGESA	SI. AUTOMATICA	DESEO PELAR 250 KG/H DIARIOS	PAGARIA 13000 NUEVOS SOLES
4	Jorge Fernández Basilio	ES DE 2000 KG	11 OPERARIOS	DE 3 CM DE DIAMETRO Y DE 1 METRO DE LONGITUD	NO CONOCE	SI. AUTOMATICA	DESEO PELAR 240 KG/H	PAGARIA 10000 NUEVOS SOLES
5	Marco Reyna Arenas	ES DE 2000 KG	11 OPERARIOS	DE 3 CM DE DIAMETRO Y DE 1 METRO DE LONGITUD	NO CONOCE	SI. AUTOMATICA	DESEO PELAR 230 KG/H	PAGARIA 15000 NUEVOS SOLES

Tabla N° 6: Resumen de encuestas del personal de la empresa

Fuente: Propia

3.2. NORMAS Y CÓDIGOS PARA EL DISEÑO DE LA MÁQUINA PELADORA DE CAÑAS DE AZÚCAR

Cabe indicar, que una norma es un conjunto de especificaciones para partes, materiales o procesos establecidos a fin de lograr uniformidad, eficiencia y cantidad especificadas. Uno de los propósitos importantes de una norma es poner un límite al número de artículos en las especificaciones para proporcionar un inventario razonable de herramientas, tamaños, formas y variedades. Un código es un conjunto de especificaciones para analizar, diseñar, manufacturar y construir algo. El propósito de un código consiste en lograr un grado específico de seguridad, eficiencia y desempeño o calidad.

Para el diseño de los elementos de la máquina peladora de caña se utilizarán normas y códigos, de acuerdo a las metodologías de cálculos actuales.

Norma	Descripción	Aplicación	Uso
ASTM A-36	American Society of Testing and Materials (Sociedad Americana de Pruebas y Materiales)	Establece la designación de los materiales de acuerdo a su aplicación específica, uso para la construcción y elementos de diseño.	Estructura de soporte de los elementos de máquina de la máquina peladora de caña.
AISI 1018	American Iron and Steel Institute (Instituto Americano del Hierro y el Acero)	Clasifica los aceros y aleaciones de materiales no ferrosos	Eje de transmisión de potencia
EHEDG	European Hygienic and Design Group	Da los estándares para construcción de máquinas y herramientas que estén en contacto con alimentos	Cuchillas, guías, resorte y tolva
ANSI B-29.1	American National Standards Institute (Instituto Americano de Estándares Nacionales)	Supervisa el desarrollo de estándares para productos, servicios, procesos y sistemas en los Estados Unidos.	Cadenas, catalinas de transmisión de potencia y rodamientos
IEC 60034-30	International Electrotechnical Commission (Comisión Electrotécnica Internacional)	Es una organización de normalización en los campos: eléctrico, electrónico y tecnologías relacionadas.	Selección de motor eléctrico y equipos de protección

Tabla 7: Normas y códigos para el diseño de la maquina peladora de caña

Fuente: ASTM A-36, AISI 1018, EHEDG, ANSI B-29.1, IEC 60034-30

3.3. CONSOLIDADO DE ESPECIFICACIONES DE INGENIERIA

3.3.1 Tabla de Especificaciones de Ingeniería

Bajo las exigencias de la empresa CANAI SAC. para el diseño de la máquina peladora de cañas de azúcar, se realizaron las estimaciones técnicas mostradas en la Tabla No. 8.

Una vez estudiados los pedidos del cliente y traducidos a una tabla de ingeniería (Tabla N° 8) se procederá a representar de forma ingenieril las necesidades del cliente con sus respectivas unidades y limitaciones si es que existen para cada función que ha determinado el futuro de la máquina a diseñar. Con el fin de obtener una eficiencia y productividad de la máquina, se tienen en cuenta los siguientes parámetros: Productividad de la máquina, tamaño de la máquina, dimensiones de la materia prima, costo total de la máquina y el suministro de energía para la máquina.

Para el buen pelado de la caña el funcionamiento de la máquina contará con las cuchillas regulables de acuerdo al diámetro de la caña, siendo este gobernado por un botón de accionamiento de encendido y apagado. Para abastecer a la máquina de materia prima (cañas de azúcar) será de forma manual ya que no se ha diseñado ningún sistema para realizarlo de forma automática. A continuación, se detalla las subfunciones de la tabla de ingeniería:

Según los entrevistados la producción actual es de 250 kg/h aproximadamente. Sin embargo, la gerencia de la empresa desea que la inversión de en esta máquina brinde como mínimo una producción de 300 Kg/h. Por ello se consignará como especificación $\geq 300 \text{ kg/h}$.

Para cliente en la entrevista, la subfunción relacionada con el tamaño de la maquina es de 150 x150x150cm como máximo.

Para la subfunción relacionada con la materia prima, el cliente necesita que su máquina esté en condiciones de pelar la caña con las dimensiones estándares promedio encontradas en campo, que son de 100cm de longitud, 3.5cm de diámetro y 0.2cm de espesor de cascara.

Para cliente en la entrevista, la subfunción vinculada al costo total de la máquina no debe superar los 15000 nuevos soles.

Para cliente en la entrevista, la subfunción determinada al suministro de energía de la máquina, nos precisa que la energía suministrada en la población es monofásica 220v, requiere que su máquina como mínimo sea monofásica de 220v.

SUBFUNCIÓN	CARACTERÍSTICAS INGENIERILES	UNIDADES	LIMITES
Pelar la mayor cantidad posible de caña	Cantidad de pelado	Kg/h	≥ 300
Obtener el producto de acuerdo a las medidas requeridas	Tamaño de la maquina	cm	≤ 150
Materia prima requerida	Dimensiones promedias de la materia prima	cm	100 - longitud 3.5 - diámetro 0.2 - espesor
Costo asumido por el cliente	Costo de la maquina	Soles	≤ 15000
Suministro de energía	Energía suministrada	Voltios	220

Tabla 8: Lista de Requerimientos

Fuente: Propia

3.3.2 Tabla de Recomendaciones de Diseño

A continuación, presentamos la tabla de recomendaciones de diseño para realizar los parámetros de definición del problema que a continuación serán calculados en el diseño

ASPECTO/CRITERIO	RECOMENDACIONES	FUENTE
Material	Se recomienda utilizar acero inoxidable (316L) para la cuchilla por su mayor resistencia a la corrosión y también es utilizado en los procesos de alimentos industriales.	M.M. Ahmat Asim et al.2014
	Se recomienda utilizar acero inoxidable 304 para el eje de transmisión por su mayor resistencia a la corrosión y su bajo costo de mantenimiento.	www.reliance-foundry.com
Fuerza de la cuchilla	Para determinar la fuerza aplicada sobre la cuchilla se recomienda tomar los datos del artículo “Experiment of Peeling and Cutting Characteristics for sugarcane”. Obteniendo como máxima fuerza de corte 145N.	Chao et al.2012
Propiedades Mecánicas de la caña	Se recomienda utilizar las propiedades de la tabla N°01 para facilitar el cálculo.	(Alvarez, 2012).
Longitud de la cuchilla	La longitud de la cuchilla se recomienda diseñar de acuerdo a los criterios de ingeniería que son (30mm)	Propia

Tabla 9: Recomendaciones de Diseño

FUENTE: Propia

3.4 DISEÑO CONCEPTUAL

Se determinó 6 conceptos después de haber realizado una búsqueda bibliográfica para el diseño de máquinas peladoras de cañas de azúcar.

3.4.1 CONCEPTO A: Máquina peladora de cañas mediante una polea esmeril.

La caña es pelada a través de una polea tipo esmeril, lo cual la caña está ingresando por la parte derecha de la máquina asociada por la parte izquierda de la máquina que es sujeta por un operario. La ventaja que presenta este concepto es el pelado es eficiente y fácil de manipular, la desventaja que el proceso de pelado es lento y el costo es elevado. Este concepto se basó en el equipo desarrollado por la empresa **Henan Jiewei Machinery CO., LTD** (<https://spanish.alibaba.com>)

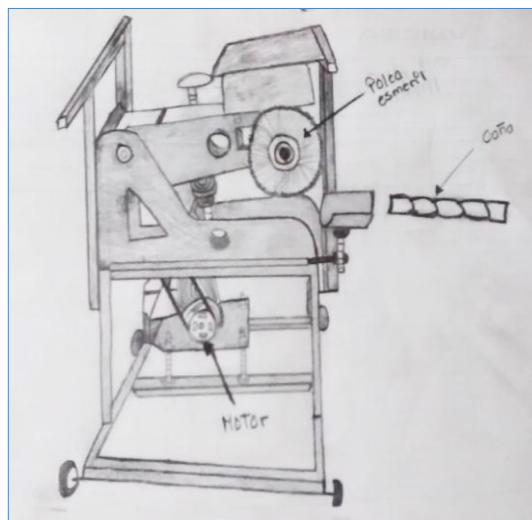


FIGURA N° 18: Máquina peladora de cañas mediante una polea esmeril
FUENTE: Propia

3.4.2 CONCEPTO B: Maquina peladora de cañas mediante cuchillas situadas dentro de un tambor.

Este concepto se inspiró en el equipo desarrollado por la empresa **Henan Jiewei Machinery CO., LTD** (<https://spanish.alibaba.com>), la caña es pelado a través de unas cuchillas situadas dentro del tambor, la caña es accionada por la parte izquierda de la máquina, lo cual es guiada por unos neumáticos. Una de sus ventajas el pelado es rápido, pero no perfecto.

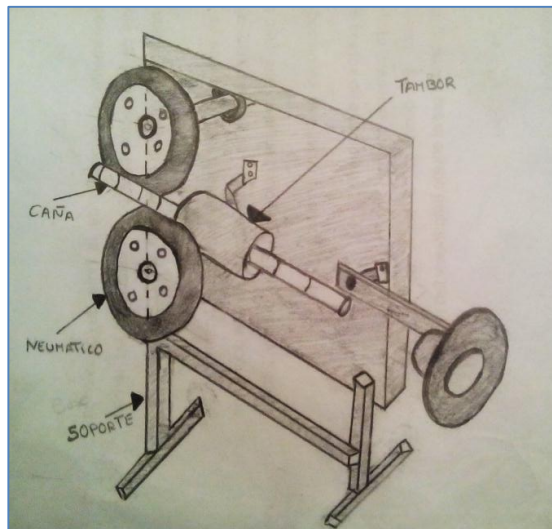


FIGURA N° 19: Maquina peladora de cañas mediante cuchillas situadas dentro del tambor.

FUENTE: Propia

3.4.3 CONCEPTO C: Maquina peladora de cañas mediante cuchillas situadas en la parte inferior y superior.

La caña es pelada a través de dos cuchillas por la parte superior e inferior, una de sus ventajas es: la fácil de transportar, lleva un tornillo tipo soporte para ser ajustado en cualquier sitio que sea seguro, el costo es relativamente bajo. La desventaja que presenta es el proceso de pelado es lento y se necesita personal adecuado para su proceso de pelado. También este concepto se basó en el equipo desarrollado por la empresa **Henan Jiewei Machinery CO., LTD** (<https://spanish.alibaba.com>).

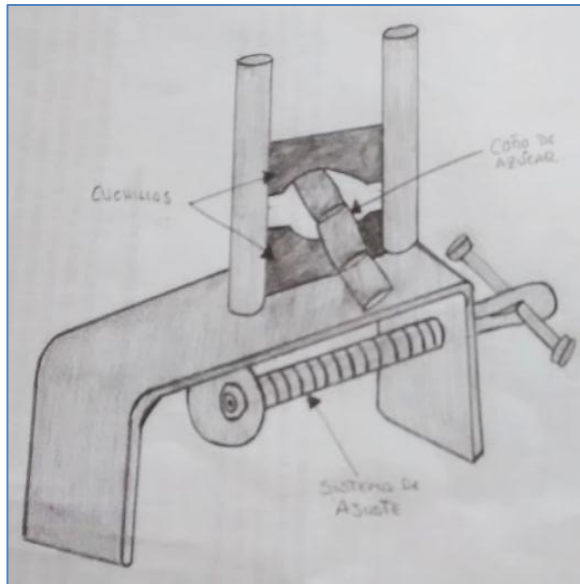


FIGURA N° 20: Maquina peladora de cañas mediante cuchillas situadas en la parte inferior y superior.

FUENTE: Propia

3.4.4 CONCEPTO D: Máquina peladora de cañas mediante cuchillas situada en la parte superior.

Este concepto se basó en el equipo desarrollado por la empresa: **Henan Jiewei Machinery CO., LTD** (<https://spanish.alibaba.com>).

Esta máquina peladora de cañas consiste en una sola cuchilla, la caña es movida por unos rodillos para ser llevado hacia la cuchilla. Las ventajas de esta máquina son: el costo es relativamente barato, es transportado con facilidad, ocupa poco espacio. Una de sus desventajas es: el proceso de pelado es lento porque es de forma manual y presenta dificultades en el pelado final (cascaras).

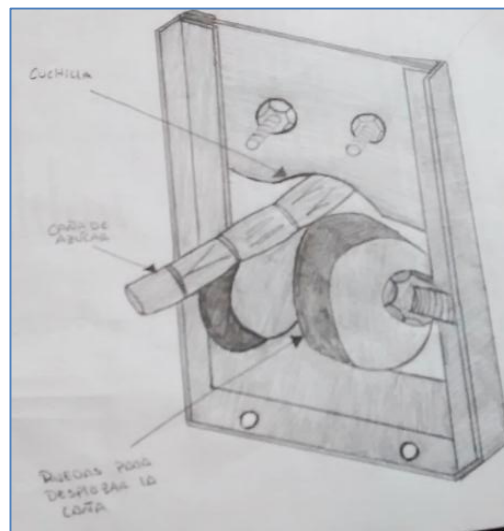


FIGURA N° 21: Máquina peladora de cañas mediante cuchillas situadas en la parte superior.

FUENTE: Propia

3.4.5 CONCEPTO E: Máquina peladora de cañas automatizada.

Esta máquina peladora de cañas consiste en una automatización desde que el producto entra en contacto con los polines de arrastre de entrada hasta llevarlo a sus cuchillas lo cual es pelado por completo y luego es extraído y arrastrado por otros polines de arrastre de salida. Presenta unas ventajas: el pelado es perfecto y es fácil de manipular y sus desventajas es: el costo de la maquina es alto y la velocidad del pelado es lento según su capacidad de la máquina. Este concepto se basó en el equipo desarrollado por la empresa: **Henan Jiewei Machinery CO., LTD** (<https://spanish.alibaba.com>).

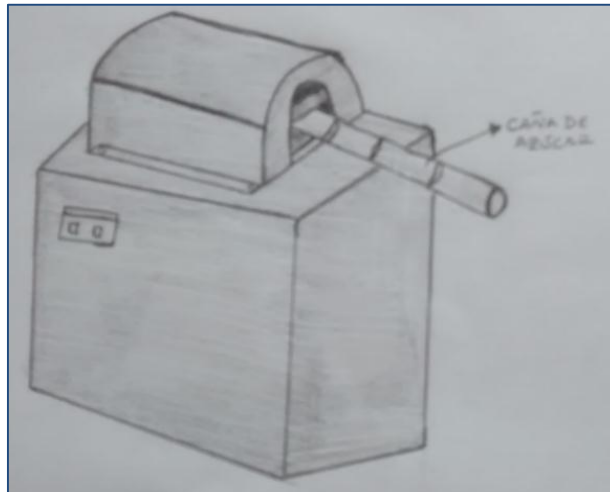


FIGURA N° 22: Máquina peladora de cañas mediante polines esmeril situadas en la parte superior.

FUENTE: Propia

3.4.6 CONCEPTO F: Máquina con cuchillas cóncavas en ambas direcciones:

Este concepto se basó en la construcción y prueba de esta máquina desarrollado por la empresa: **Henan Jiewei Machinery CO., LTD** (<https://spanish.alibaba.com>). Consiste en una máquina con unas cuchillas cóncavas en ambas direcciones, órganos giratorios accionados para el arrastre y guía de la caña y órganos peladores dispuestos entre dichos órganos de arrastre y constituido por cepillos circulares de púas de acero animados de un rápido movimiento rotatorio. Una de las ventajas es. Sus cuchillas son fáciles de graduarse de acuerdo al diámetro de la caña. El pelado es rápido.

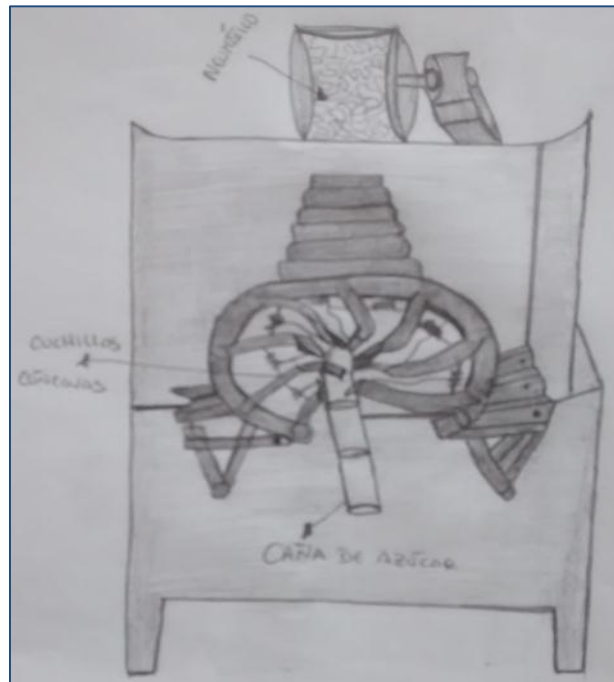


FIGURA N° 23: Máquina peladora de cañas mediante cuchillas cóncavas.
FUENTE: Propia

3.5 DETERMINACIÓN DEL CONCEPTO OPTIMO:

Se escogió la alternativa óptima mediante una matriz de selección ponderada de la teoría de Eggert (ver Tabla N°10).

		CONCEPTOS ALTERNATIVOS											
		POLEA ESMERIL		CUCHILLA TAMBOR		DOBLE CUCHILAS		UNA SOLA CUCHILLA		DOBLE ESMERIL		CUCHILLAS CONCAVAS	
CRITERIO	PESO	VAL	CAL	VAL	CAL	VAL	CAL	VAL	CAL	VAL	CAL	VAL	CAL
EFICIENCIA AL CORTE	25%	2	0.5	4	1	2	0.5	1	0.25	4	1	2	0.50
FACILIDAD DE OPERACION	20%	3	0.6	4	0.8	2	0.4	2	0.4	3	0.6	3	0.6
FACILIDAD DE MANTENIMIENTO	15%	3	0.45	3	0.45	3	0.45	3	0.45	2	0.30	2	0.30
COSTO	20%	3	0.6	2	0.4	3	0.6	3	0.60	2	0.40	2	0.4
TAMAÑO	10%	3	0.3	3	0.3	3	0.3	2	0.2	3	0.30	3	0.3
FACILIDAD DE CONSTRUCCION	5%	3	0.15	3	0.15	3	0.15	3	0.15	2	0.10	3	0.15
ERGONOMIA	5%	2	0.10	3	0.15	2	0.10	2	0.10	3	0.15	3	0.15
TOTAL	100%		2.70		3.25		2.50		2.15		2.85		2.5
RANKING			3°		1°		4°		6°		2°		5°

Tabla N°10: Conceptos alternativos de una maquina peladora de cañas de azúcar.

Fuente: Propia

INDICADORES	
CRITERIO	PESO
EFICIENCIA AL CORTE	25%
FACILIDAD DE OPERACION	20%
FACILIDAD DE MANTENIMIENTO	15%
COSTO	20%
TAMAÑO	10%
FACILIDAD DE CONSTRUCTIVIDAD	5%
ERGONOMIA	5%

Tabla N°11: Criterios ponderados

Fuente: Propia

INDICADORES	
PUNTUACIÓN	EXPLICACIÓN
1	INSATISFECHO
2	POCO SATISFECHO
3	SATISFECHO
4	MUY SATISFECHO

Tabla N°12: Criterios ponderados

Fuente: Propia

Se tomaron en cuenta los criterios (tabla N°8) para la evaluación del diseño de una máquina peladora de cañas de azúcar. Obteniendo como criterios estratégicos a evaluar los que se muestra a continuación:

- Eficiencia al corte: este criterio es considerado porque se evaluó la cantidad de pelado Kg/h y el acabado del pelado final.
- Facilidad de Operación: Este criterio permite evaluar la facilidad de manejo de la maquina peladora de cañas de azúcar en los momentos críticos de solicitud del equipo.
- Facilidad de Mantenimiento: Se consideró este criterio debido que se debe evaluar la facilidad de mantenimiento en los elementos de la máquina peladora de cañas de azúcar.

- Costo: Este criterio permite evaluar el costo de cada concepto alternativo por la complejidad de la máquina. Y a su vez permite evaluar el costo que generaría para el cliente de CANAI SAC. para poder fabricar esta máquina.
- Tamaño: Se consideró este criterio debido a que la maquina peladora de cañas debe ser fácil de transportar.
- Facilidad de Constructividad: Este criterio permite evaluar una mayor facilidad y eficiencia de construcción, sujeto a todos los requerimientos del cliente y del proyecto final.
- Ergonomía: Se consideró este criterio para que el operario tenga un mejor cuidado en las posturas forzadas o movimientos forzados con la máquina, sobre todo si hay que realizar esos movimientos con frecuencia.

El peso otorgado a cada criterio está en función de los resultados obtenidos en las entrevistas realizadas. Mediante los indicadores a través de la selección de la alternativa óptima de la matriz ponderada fueron elegidos de acuerdo a los criterios más sobresalientes obtenidos de las entrevistas realizadas a CANAI SAC.

El ranking obtenido de la matriz de selección ponderada indica que el concepto de la maquina peladora de cañas mediante cuchillas situadas dentro del tambor es la más óptima.

Por lo tanto, esa será la base de solución conceptual para el diseño paramétrico.

Asignación de calificativos

La matriz de selección ponderada en la recta vertical izquierda cuenta con los criterios de selección obtenidos a través de las entrevistas realizadas, los cuales evaluarán a las alternativas de diseño que se encuentran ubicadas en la recta horizontal superior. A los criterios se le fue asignando

una ponderación según la importancia de cada uno, la valoración que se asignó a cada alternativa de diseño fue dada de la siguiente manera: insatisfecho (1); Poco satisfecho (2); Satisfecho (3); Muy satisfecho (4), y la calificación ponderada se obtuvo multiplicando el porcentaje (%) por la valoración para finalmente obtener un ranking de los conceptos alternativos.

3.6 DISEÑO DE CONFIGURACIÓN

Se realiza el diseño de configuración general de la máquina peladora de cañas de azúcar mediante el siguiente diagrama, los cuales detallan el proceso de selección del esquema de ubicación de las partes de la máquina peladora de cañas de azúcar (ver figura N° 24)

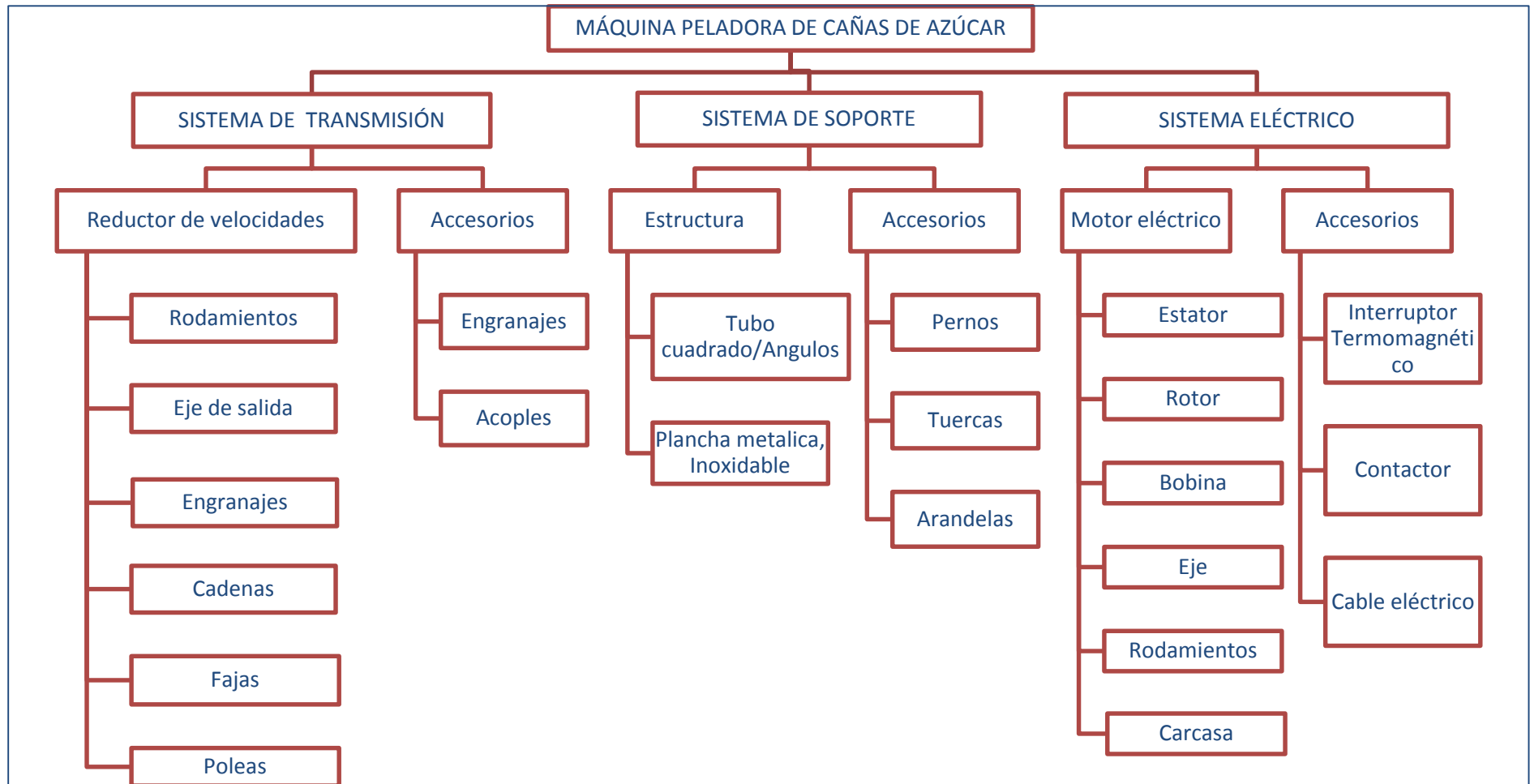


FIGURA N° 24: Diagrama de descomposición de componentes

FUENTE: Propia

3.6.1 Configuraciones

Se determinó las siguientes configuraciones para la selección mediante una matriz ponderada, la mejor alternativa en cuanto a la ubicación de los elementos de la máquina para un desempeño óptimo.

A. Configuración N°1

En el siguiente diagrama de configuración (figura N° 25) muestra la representación de una alternativa para la posición de ciertos elementos principales en cuanto al diseño de la peladora de cañas de azúcar. En esta configuración el mecanismo de corte está diseñada para pelar la caña a diferentes diámetros, es regulable a través de una tuerca mariposa. Presenta su depósito para la descarga de la cascara.

B. Configuración N°2

En el siguiente diagrama de configuración (figura N° 26) muestra la representación de una alternativa para la posición de ciertos elementos principales en cuanto al diseño de la peladora de cañas de azúcar. En esta configuración el mecanismo de corte es convencional en forma de un tambor, dispone de 2 ruedas para el ingreso de la caña de azúcar, solo está diseñada para un cierto diámetro de caña.

C. Configuración N°3

En el siguiente diagrama de configuración (figura N° 27) muestra la representación de una alternativa para la posición de ciertos elementos principales en cuanto al diseño de la peladora de cañas de azúcar. En esta configuración la maquina está diseñada con una placa base en los soportes para ser embebidos con unos pernos de anclaje en el concreto siendo estático, está diseñada con 4 ruedas para accionar la caña en la entrada y salida, también está diseñado con una guía para el direccionamiento de la caña y una biela manivela para el traslado de la cuchilla. Solo está diseñada para un cierto diámetro de caña.

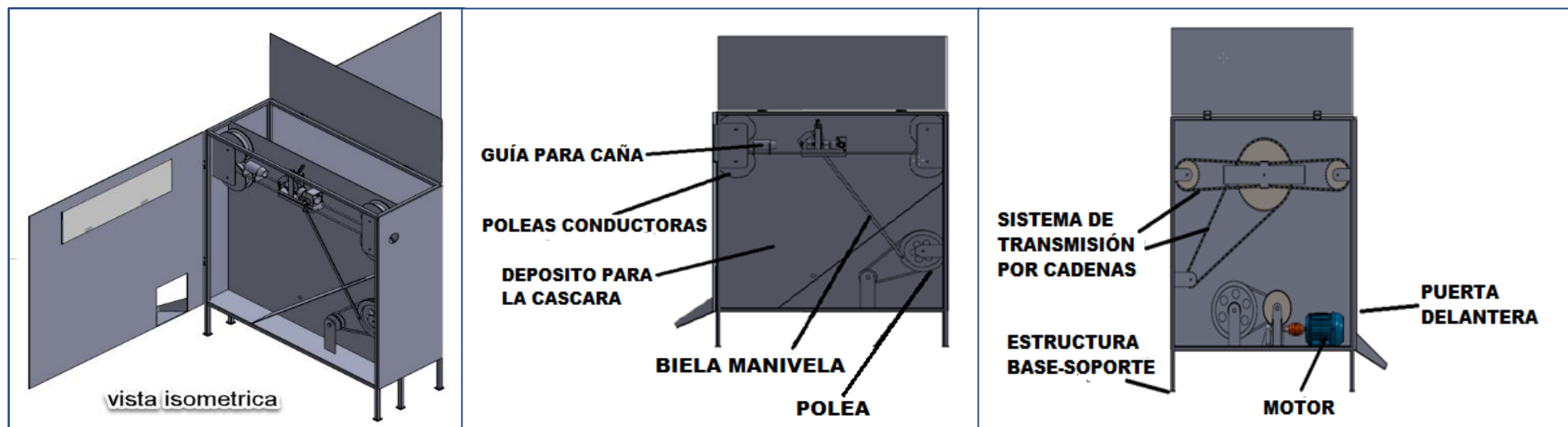


Figura N° 25: Configuración N° 1

Fuente: Propia

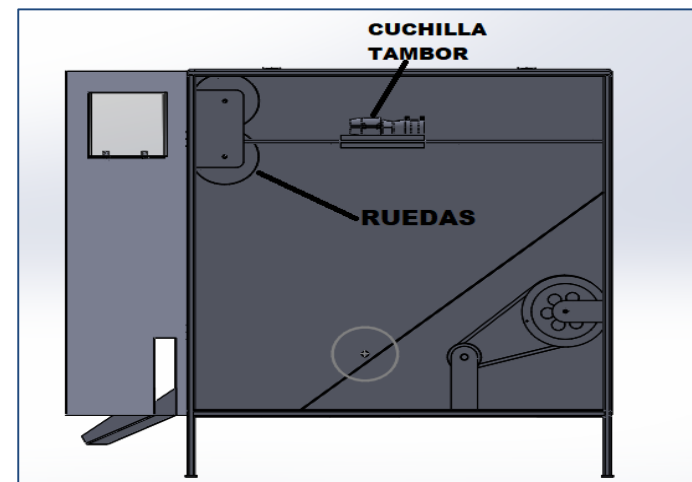
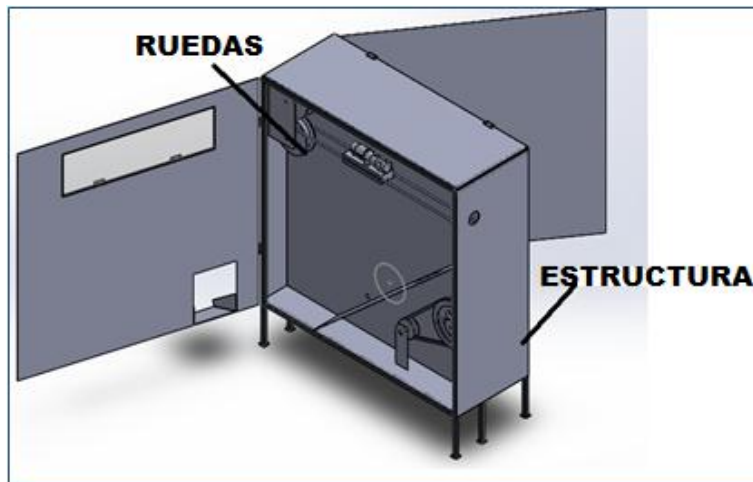
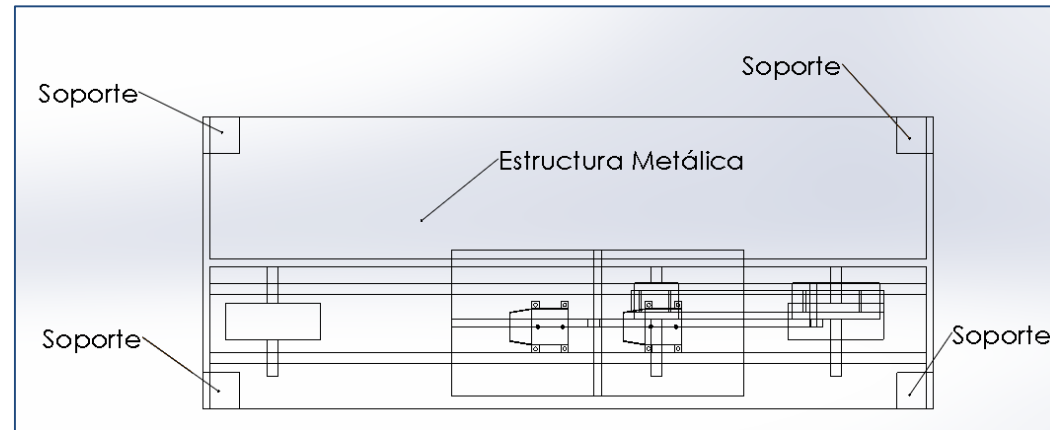


Figura N° 26: Configuración N° 2

Fuente: Propia

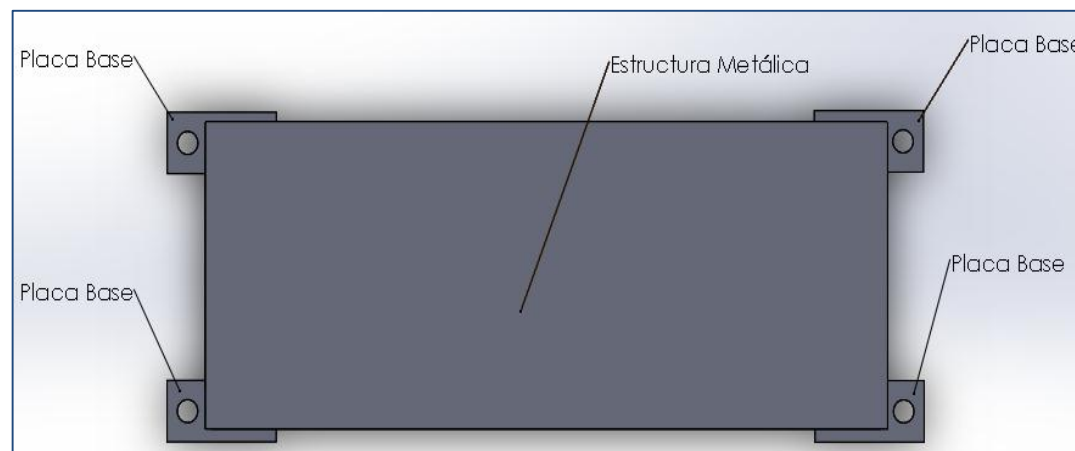
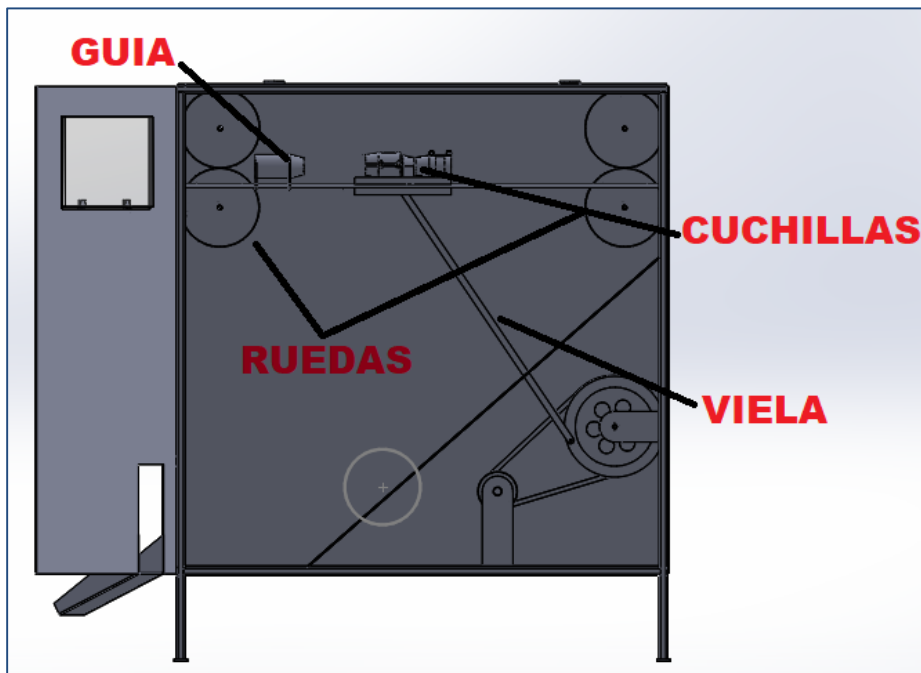


Figura N° 27: Configuración N° 3

Fuente: Propia

3.6.2 Selección de Configuración Óptima

Se realizó el Diseño de Configuración, detallando las siguientes configuraciones obteniendo el diseño más óptimo de la máquina obteniendo un mejor desempeño.

		CONFIGURACION N°1		CONFIGURACION N°2		CONFIGURACION N°3	
CRITERIO	PESO	VAL	CAL	VAL	CAL	VAL	CAL
SEGURIDAD	30%	2	0.6	2	0.6	2	0.6
MANTENIMIENTO	35%	3	1.05	3	1.05	2	0.7
ESTABILIDAD	20%	3	0.6	2	0.4	1	0.2
COSTO	15%	2	0.3	2	0.3	2	0.3
TOTAL	100%		2.55		2.35		1.8
RANKING			1°		2°		3°

Tabla N° 13: Selección de Configuración Óptima

Fuente: Propia

INDICADORES	
CRITERIO	PONDERADO
MANTENIMIENTO	35%
SEGURIDAD	30.0%
ESTABILIDAD	20.0%
COSTO	15.0%
TOTAL	100.0%

Tabla N° 14: Criterios Ponderados

Fuente: Propia

INDICADORES	
PUNTUACIÓN	EXPLICACIÓN
1	POCO SATISFECHO
2	SATISFECHO
3	MUY SATISFECHO

Tabla N° 15: Indicadores

Fuente: Propia

Se tomaron en cuenta los criterios (tabla N° 13) para la evaluación del diseño de una máquina peladora de cañas. Obteniendo como criterios estratégicos a evaluar los que se muestra a continuación:

- Mantenimiento: Se consideró este criterio debido que se debe evaluar con facilidad el mantenimiento de la máquina.
- Seguridad: Este criterio nos permite evaluar la seguridad con la que se diseñaría dicha máquina.
- Estabilidad: Este criterio permite evaluar un diseño óptimo con la intención de disminuir las vibraciones y aumentar el tiempo de vida.
- Costo: Este criterio permite evaluar el costo que se generaría para poder fabricar esta máquina.

Mediante los indicadores a través de la selección de la alternativa óptima de la matriz ponderada fueron elegidos de acuerdo a los criterios más sobresalientes obtenidos de las entrevistas realizadas a CANAI S.A.C.

El ranking obtenido de la matriz de selección ponderada indica que configuración N°1 es la más óptima. Por lo tanto, esa será la base de solución conceptual para la ubicación de los componentes.

Asignación de calificativos

La matriz de selección ponderada en la recta vertical izquierda cuenta con los criterios de selección obtenidos a través de las entrevistas realizadas, los cuales evaluarán a las alternativas de diseño que se encuentran ubicadas en la recta horizontal superior. A los criterios se le fue asignando una ponderación según la importancia de cada uno, la valoración que se asignó a cada alternativa de diseño fue dada de la siguiente manera: Poco satisfecho (1); Satisfecho (2); Muy satisfecho (3), y la calificación ponderada se obtuvo multiplicando el porcentaje (%) por la valoración para finalmente obtener el ranking de las configuraciones.

3.7 DIMENSIONAMIENTO DE LA MÁQUINA

La máquina peladora de cañas de azúcar se dimensionó mediante las normativas de seguridad, ergonomía, recomendaciones y resultados de las entrevistas de un adecuado juicio ingenieril. En la Figura No. 28 puede apreciarse las principales dimensiones determinadas en este apartado, así:

- La altura de (“H”) se determinó usando la recomendación del Gerente General de la empresa CANAI S.A.C que sugiere que la altura debe oscilar ligeramente entre 1 a 1.5 m ajustándose con las necesidades de la empresa. Se asignó el valor igual a 131.5 cm. con respecto a la estatura promedio de los peruanos (1.72 m).
- Se dimensionó el ancho de la estructura (AE) siguiendo las normativas de seguridad y ergonomía según la UNI EN 953 lo cual me indica para todo equipo que presenta peligro de atrapamiento y aplastamiento como lo son las partes giratorias y desplazamiento tangencial. Se recomienda el diseño de la carcasa o guardas adecuadas. Para proteger los elementos de toda la maquina se determinó el ancho de la estructura metálica de 62.5cm.
- Se dimensionó “LE” (largo de la estructura) en base a la longitud de la caña de azúcar recomendado por el gerente general de la empresa CANAI S.A.C la cual indica que la medida adecuada de la caña de azúcar es de 1m. se realizó el diseño referente a la longitud de la caña y sumando los demás componentes hasta la estructura final de la máquina. Se determinó el valor igual a 112 cm.

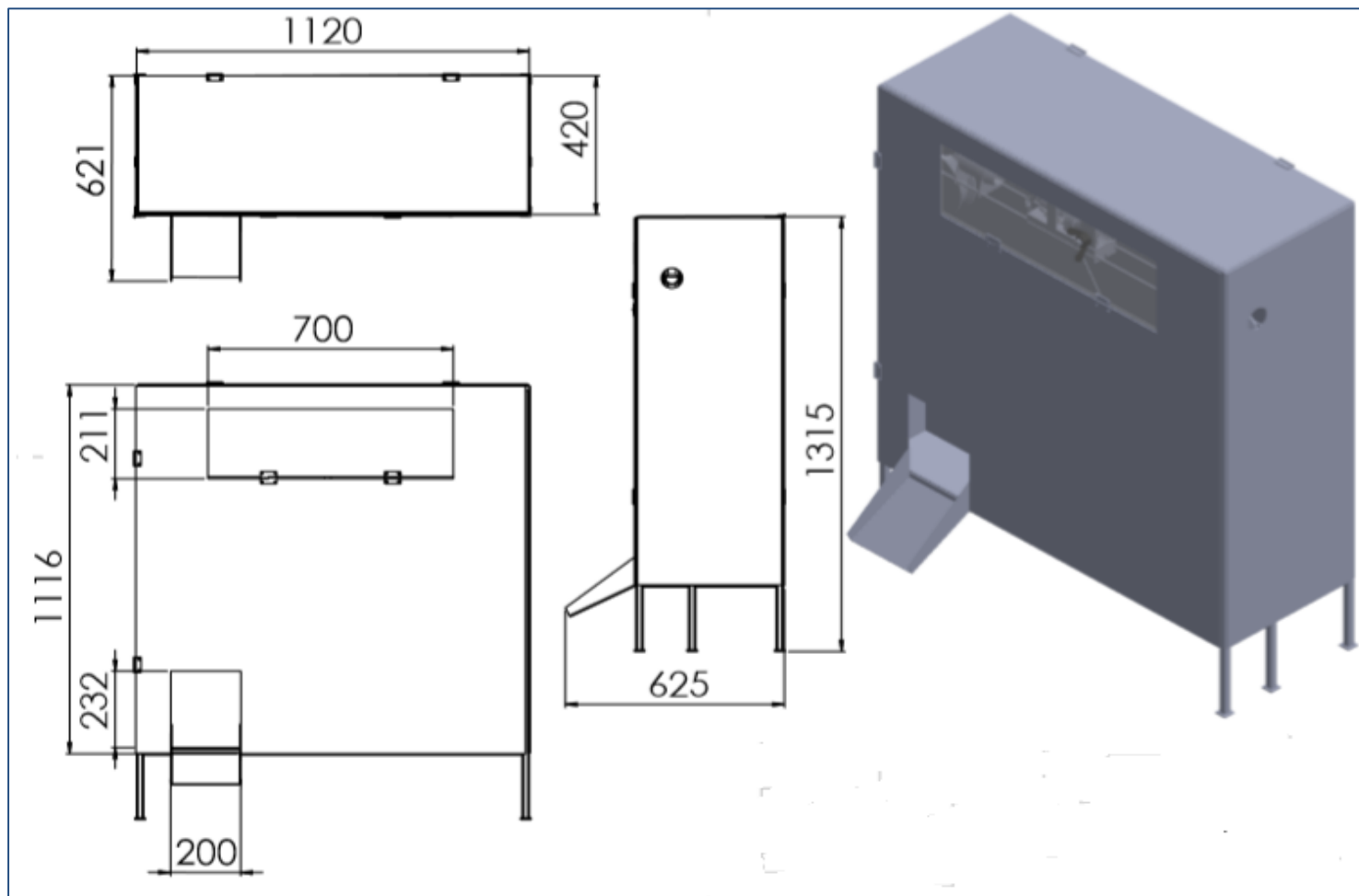


Figura N° 28: Dimensiones Principales

Fuente: Propia

3.8 DISEÑO DEL MECANISMO DE CORTE

Para mejorar las características de corte del equipo se realizó un diseño propio del mecanismo de corte basada en el trabajo de Xifeng (2015), teniendo en cuenta las desventajas e inconvenientes reportados por los trabajos previos en los demás diseños (Patil et al. 2013; Ahmat et al. 2013, Songsermpong y Jittanit, 2010; Dehui, 2015). Los detalles constructivos se muestran en forma general en las Figuras No. 29 y 30. Las dimensiones mostradas en las figuras son tentativas.

Este mecanismo de corte propuesto realiza el corte en dos etapas con cuchillas circulares partidas. En la primera etapa se realiza el corte de la cascara de la caña usando una cuchilla circular dividida en dos partes: Superior e Inferior. La caña es guiada por la carcasa de la máquina y el dispositivo pivotante con rodillo y resorte.

Dado que el esfuerzo es principalmente en la zona superior e inferior del cuerpo de la caña, las zonas laterales no serán bien peladas. Por ello, la segunda etapa consta de una cuchilla circular dividida en dos partes: Lateral Izquierda y Lateral Derecha. Usando un dispositivo guía entre las dos etapas.

Las tuercas mariposas mostradas sirven para ajustar el cierre/apertura de las hojas circulares de las cuchillas sean estas: superior/inferior o lateral izquierdad/lateral derecha.

Asimismo, el mecanismo está dispuesto sobre una base con una base ranurada para alineamiento con la estructura de la maquina peladora. Este diseño, original del autor se desarrolló tomando como base las deficiencias en diseño previos y la experiencia del mismo en el corte de caña en producción.

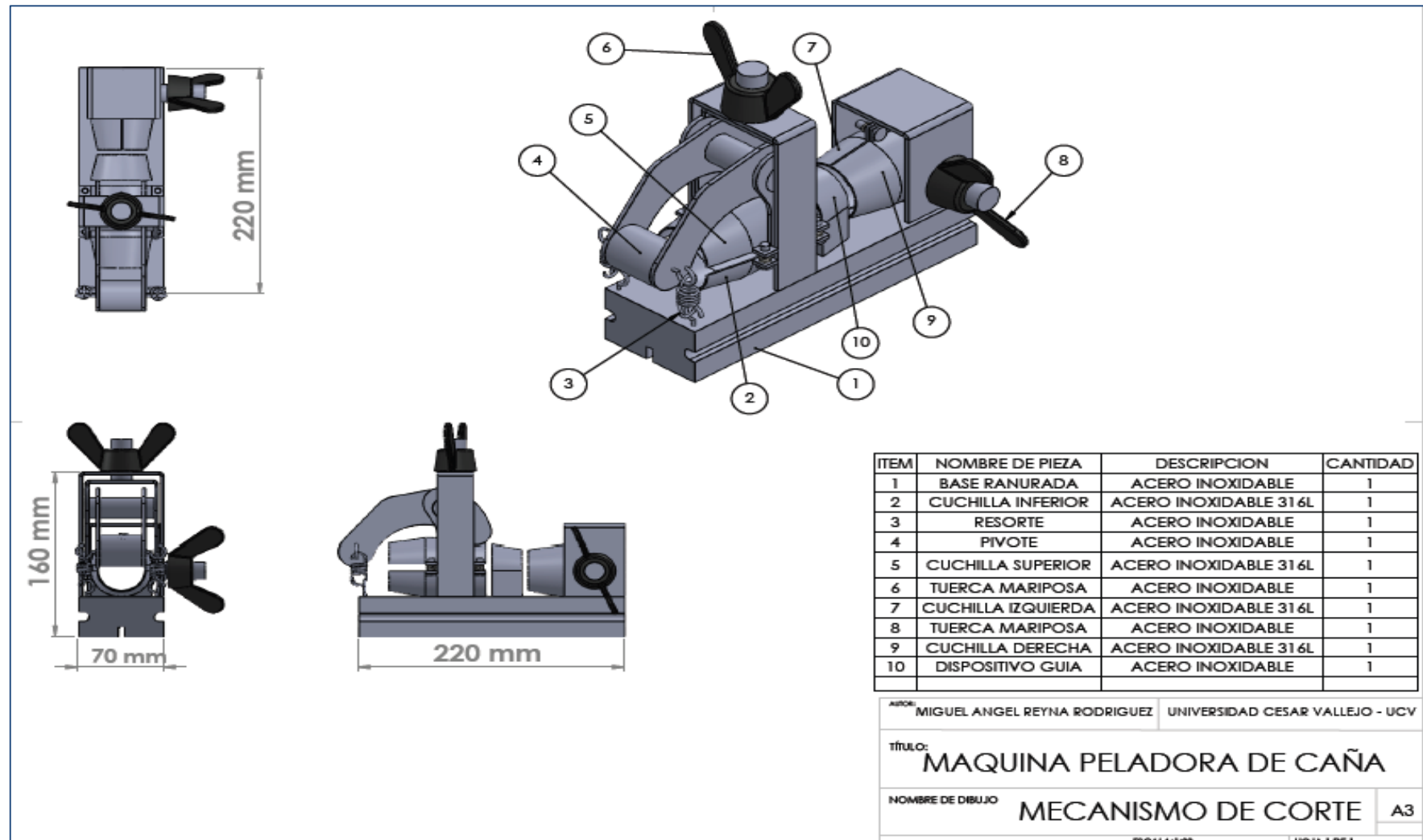


Figura N° 29: Vista Explota del Mecanismo de Corte

Fuente: Propia

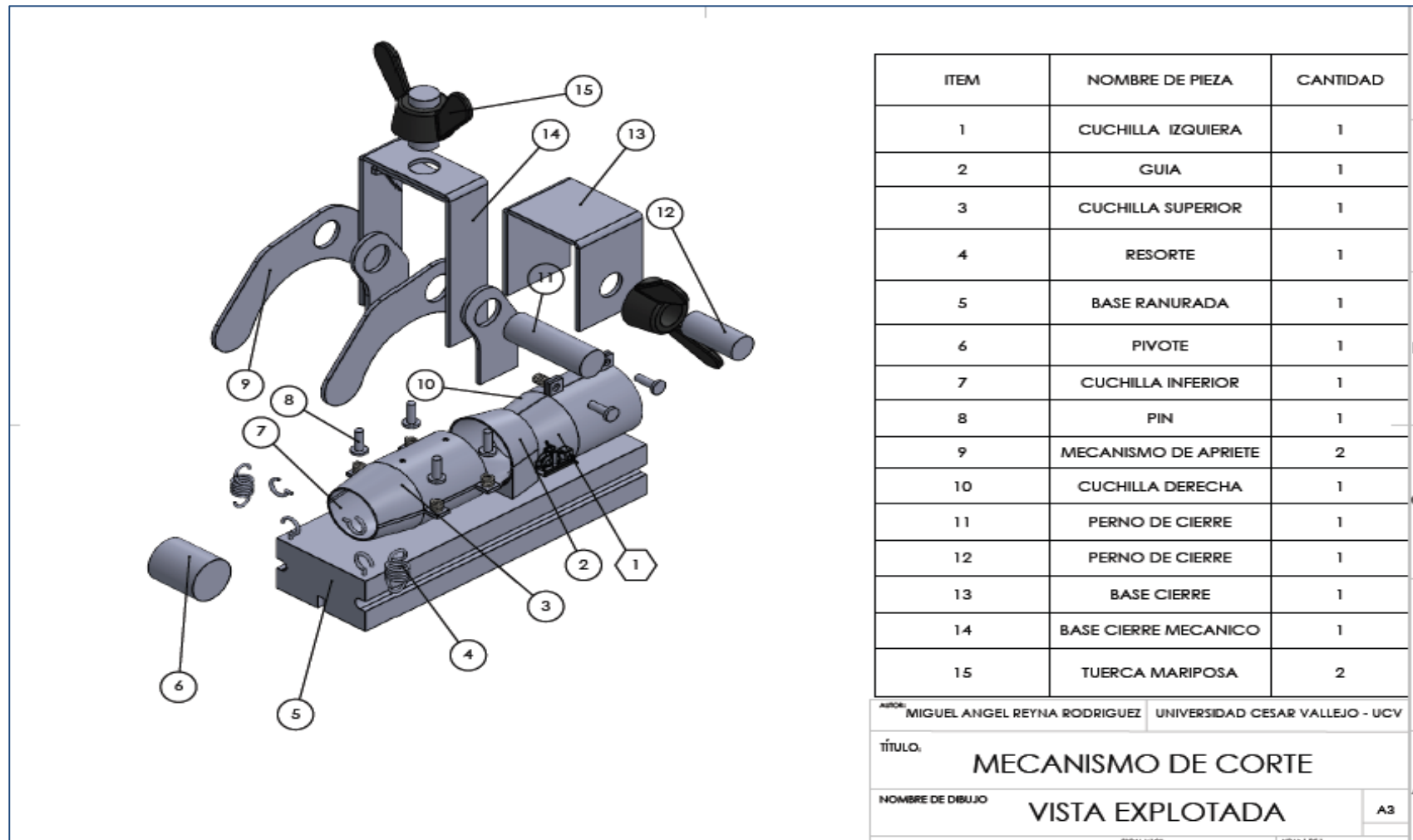


Figura N° 30: Vista Explota del Mecanismo de Corte

Fuente: Propia

3.8 SELECCIÓN DE MATERIALES

3.8.2 Selección del Material para la cuchilla

Para la elección del material conveniente y propicio de la construcción de la cuchilla del mecanismo de corte de la máquina peladora de cañas de azúcar se tienen en cuenta el tipo de material acero inoxidable 316L. La alternativa fue evaluada bajo el estudio del autor M.M. Ahmat Asim et al.2014 quien definió el material exacto para el mecanismo de corte. Bajo a sus propiedades físicas (resistente a la corrosión), propiedades mecánicas (resistente a la flexión y torsión), disponibilidad (facilidad de adquisición en el mercado de nuestra localidad), costos (precios accesibles para el cliente). Además, la norma EHEDG (European Hygienic and Design Group) recomienda los aceros inoxidables (AISI 316L) para herramientas y maquinas que estén en contacto con alimentos.

3.8.1 Selección del Material para el Eje de Transmisión.

Para la elección del material del eje se evaluó bajo criterios, se le fue asignando una ponderación según la importancia de cada uno. La puntuación que se asignó a cada alternativa de diseño en base a la Tabla N°8. De los resultados obtenidos de la matriz de la Selección (Tabla N°16) se determina que el material AISI: 1045 es el material óptimo para materia de estudio en la “GUI”, para poder seleccionar uno exclusivamente. Para la estructura se usará el acero 304, para las guías de transporte del mecanismo de corte se recomienda acero 304.

CRITERIOS	Importancia (%)	MATERIALES CANDIDATOS			
		ALTERNATIVA N° 1		ALTERNATIVA N° 2	
		AISI 1045		Acero Inoxidable 304	
		Puntuación	Puntuación de Ponderado	Puntuación	Puntuación de Ponderado
PROPIEDADES FISICAS	25	4	1	3	0.75
PROPIEDADES MECANICAS	25	4	1	3	0.75
DISPONIBILIDAD	10	5	0.5	3	0.3
CONDICIÓN DE TRABAJO	20	5	1	3	0.6
COSTO	20	4	1	4	1
TOTAL	100		4.5		3.4

Tabla N° 16: Matriz ponderada de selección del material óptimo del eje de transmisión

FUENTE: Propia

3.9 CARGAS DE DISEÑO

Las cargas de diseño para el eje de transmisión de la maquina peladora de cañas de azúcar ejercidas por el trabajo de corte son las siguientes: el torque ejercidos por el sistema de transmisión es de 15.63 Nm (ecuación N°:1 del apartado 1.3.7), la fuerza por tensión en la polea es de 443.33 N (ecuación N°:2 del apartado 1.3.7). Y la fuerza tangencial del engranaje es de 205.1 N. Las fuerzas, el torque, las reacciones de los puntos de apoyo y las longitudes se muestran en la figura N°31. El cálculo que produjo los resultados mencionados se detalla en el Anexo N°:5 (Apartados b y c).

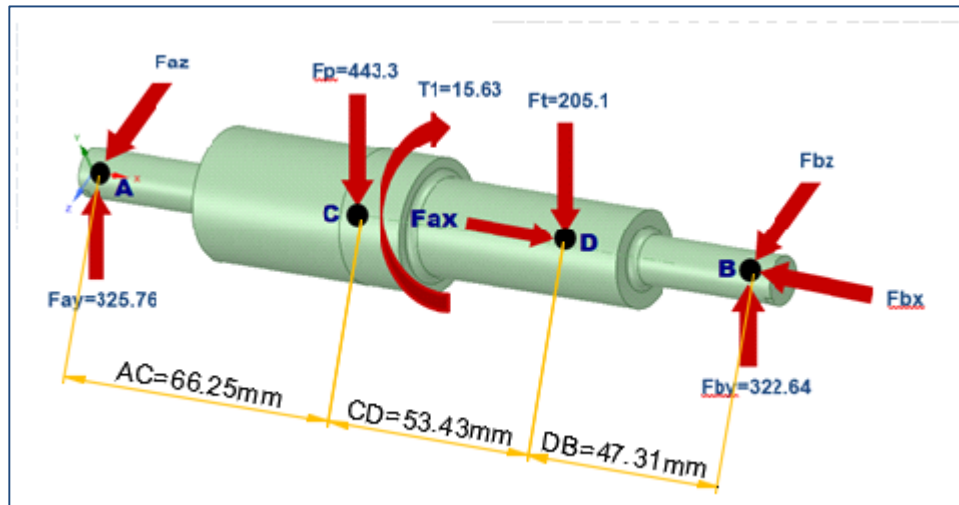


Figura N° 31: Cargas de Diseño en el eje de transmisión

Fuente: Propia

3.10 DISEÑO PARAMÉTRICO

Luego de determinar las cargas de diseño y examinar la influencia de las variables de diseño en relación a las variables de solución de la figura N°15, se realiza el análisis paramétrico del eje de transmisión en el punto donde va a ejercer la Fuerza de la Polea 1 y el engranaje helicoidal. Se toman como variables de diseño el diámetro del eje, momento, y Torque del sistema de transmisión, material AISI (1010 ,1018, 1020 y 1045) y condiciones de carga (estático y fatiga).

3.10.1 Diseño Paramétrico Mediante GUI MATLAB®

En la tabla N° 17 se muestran los valores asignados a cada variable de diseño paramétrico. A través de las ecuaciones (N° 9 y 10) del apartado N°1.3.7 se obtienen las ecuaciones N° 31 a la 35; que facilitaron la parametrización. A continuación, se elaboró una Interface Gráfica de Usuario (GUI) en MATLAB para agilizar el diseño paramétrico.

$$d = \left[\frac{16n}{\pi S_y} (4M^2 + 3T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \dots \quad (31)$$

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f * M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} * T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f * M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} * T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \dots \quad (32)$$

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{1+q(K_t-1)*R_a*Y}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{1+q_c(K_{tc}-1)*T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{1+q(K_t-1)*M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{1+q_c(K_{tc}-1)*T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \dots \quad (33)$$

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{1+q(K_t-1)*(F-R_b)*Y}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{1+q_c(K_{tc}-1)*T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{1+q(K_t-1)*M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{1+q_c(K_{tc}-1)*T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \dots \quad (34)$$

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{1+q(K_t-1)*(F-F*\frac{Y}{X})*Y}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{1+q_c(K_{tc}-1)*T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{1+q(K_t-1)*M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{1+q_c(K_{tc}-1)*T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \dots \quad (35)$$

Donde:

n : Factor de seguridad (adim.)

d : Diámetro (m.)

S_e : Límite de fatiga de la pieza (adim.)

M_a : Momento flexionante alternante (N.m)

M_m : Momento flexionante medio (N.m)

T_a : Par de torsión alternante (N.m)

T_m : Par de torsión medio (N.m)

K_f : Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión (adim.)

K_{fs} : Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión (adim.)

S_{ut} : Resistencia tensión (Pa)

q_c : Factor de carga (Adim.)

R_a : Reacción en a (N)

Y : Distancia entre centros (mm.)

F : Fuerza Resultante en la polea 1 (N)

R_b : Reacción en b (N)

R_a : Fuerza Resultante en la polea 1 (N)

X : Distancia desde el punto A hacia el punto B (mm.)

Y : Distancia entre centros (mm.)

Se puede observar en las Figuras N° 32 a la 35 las ventanas más importantes de la interfaz gráfica de usuario (GUI): la pantalla de presentación, la pantalla de selección de condición de carga, la pantalla de Inicio del Análisis Estático y la pantalla de Inicio del Análisis en Fatiga.

	NOMBRE DEL SIMBOLO	UNIDADES	RANGO
PARAMETROS DE DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	Material del eje del sistema de transmisión	Adim.	AISI (1010,1018, 1020,1045)
	Fuerza de Transmisión	N	443.33
VARIABLES DE DISEÑO	Diámetro del eje (D)	mm	A Determinar
	Momento (M)	Nm	A determinar
	Torque del Sistema de Transmisión (T)	N.m	15.63
VARIABLES DE SOLUCIÓN DEL PROBLEMA	Esfuerzo de Von Mises Máximo (σ')	Mpa	A determinar
	Factor de seguridad por esfuerzos (Fs)	Adim.	A determinar

Tabla N° 17: Variables y valores del eje de transmisión para el diseño paramétrico en Matlab

Fuente: Propia

En la figura N° 33 observamos la condición de carga para la máquina peladora de cañas de azúcar, la cual cuenta con dos botones para la respectiva selección del tipo de diseño: estático o por fatiga.



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

Facultad de Ingeniería

Escuela de Ingeniería Mecánica

DISEÑO DE UNA MAQUINA PELADORA DE CAÑA DE AZUCAR DE 300Kg/h PARA LA EMPRESA CANAI S.A.C

Reyna Rodriguez Miguel Angel
AUTOR

Dr. Olortegui Yume Jorge Antonio, Ph.D
ASESOR

SIGUIENTE

Figura N° 32: Pantalla de Presentación

Fuente: GUI-Matlab

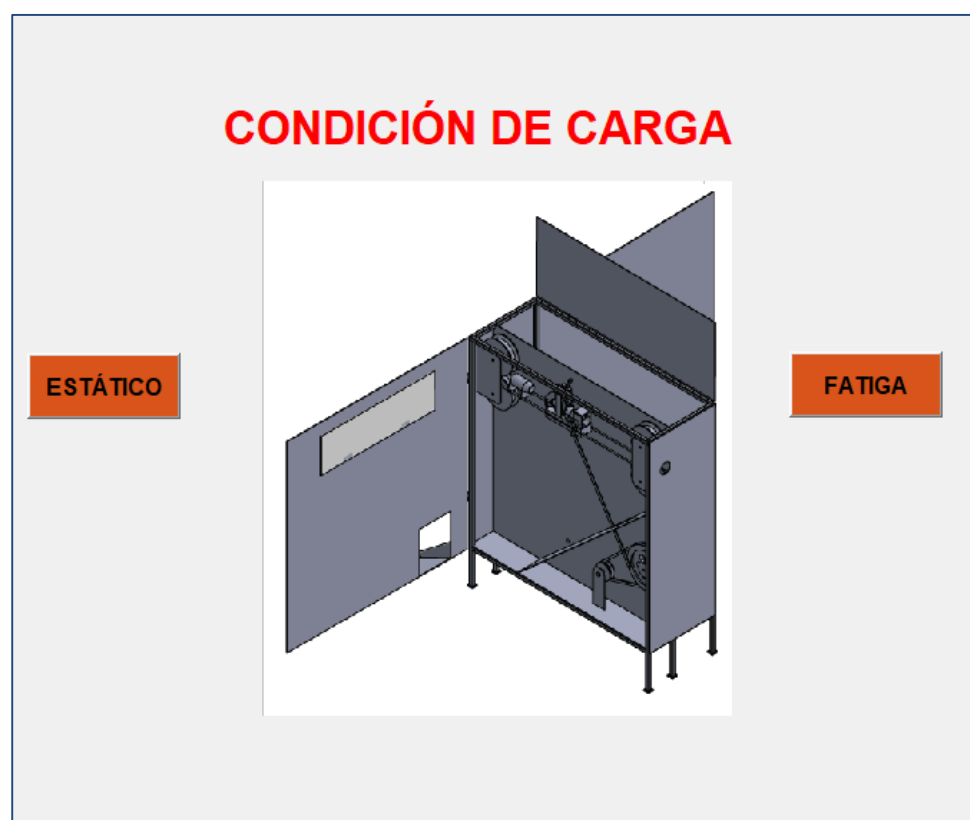


Figura N° 33: Pantalla de Selección de Condición de Carga (GUI)

Fuente: Propia

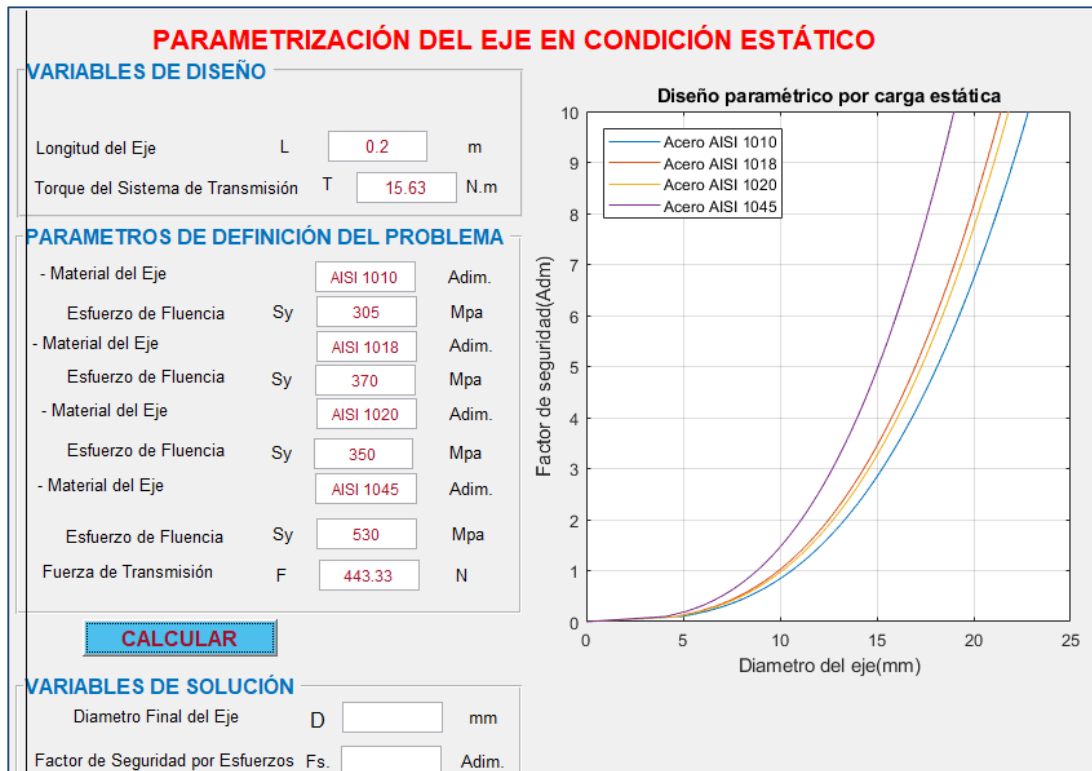


Figura N° 34: Pantalla de Inicio del Análisis Estático (GUI)

Fuente: Propia

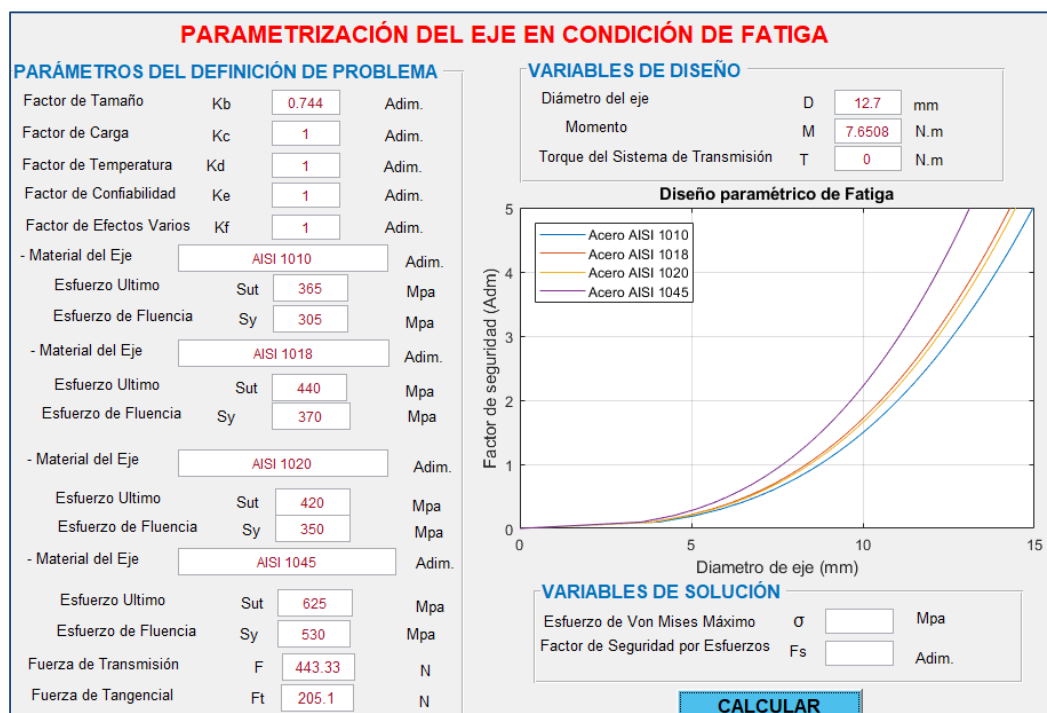


Figura N° 35: Pantalla de Inicio Análisis en Fatiga (GUI)

Fuente: Propia

Con la finalidad de ratificar los resultados arrojados por la GUI se realizó un cálculo de escritorio detallado del eje principal de la máquina peladora de cañas de azúcar (ver Anexo N° 4). Los resultados de este cálculo se muestran en las Tablas N° 18 y 19, del análisis estático y fatiga. Se puede observar que los resultados obtenidos coinciden con los resultados de la GUI correspondiente (ver Figura 34 y 35).

	UNIDADES	VALOR
Torque del Sistema de Transmisión	N.m	15.63
Longitud del Eje	m	0.2
Fuerza de Transmisión	N	443.33
Tipo de Material	Adim.	AISI (1010, 1018, 1020, 1045)
Diámetro del Eje	mm	12.7
Factor de Seguridad por Esfuerzos	Adim.	3

Tabla N° 18: Resultados de cálculos por diseño del eje por estático

Fuente: Propia

PARAMETRIZACIÓN DEL EJE EN CONDICIÓN ESTÁTICO

VARIABLES DE DISEÑO

Longitud del Eje L m

Torque del Sistema de Transmisión T N.m

PARAMETROS DE DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

- Material del Eje

- Material del Eje

- Material del Eje

- Material del Eje

Esfuerzo de Fluencia Sy

Esfuerzo de Fluencia Sy

Esfuerzo de Fluencia Sy

Esfuerzo de Fluencia Sy

Adim.

Adim.

Adim.

Adim.

Fuerza de Transmisión F N



CALCULAR

VARIABLES DE SOLUCIÓN

Diámetro Final del Eje D mm

Factor de Seguridad por Esfuerzos Fs. Adim.

Figura N° 34: condición de carga estática

Fuente: Propia

	UNIDADES	VALOR
Torque del Sistema de Transmisión	N.m	0
Fuerza tangencial	N	205.1
Fuerza de Transmisión	N	443.33
Tipo de Material	Adim.	AISI (1010, 1018, 1020, 1045)
Momento (H)	N	7.650
Diámetro del Eje	mm	12.7
Esfuerzo de Von Misses	Mpa	53.0536
Factor de Seguridad por Esfuerzos	Adim.	4.52

Tabla N° 19: Resultados de cálculos por diseño del eje en fatiga

Fuente: Propia

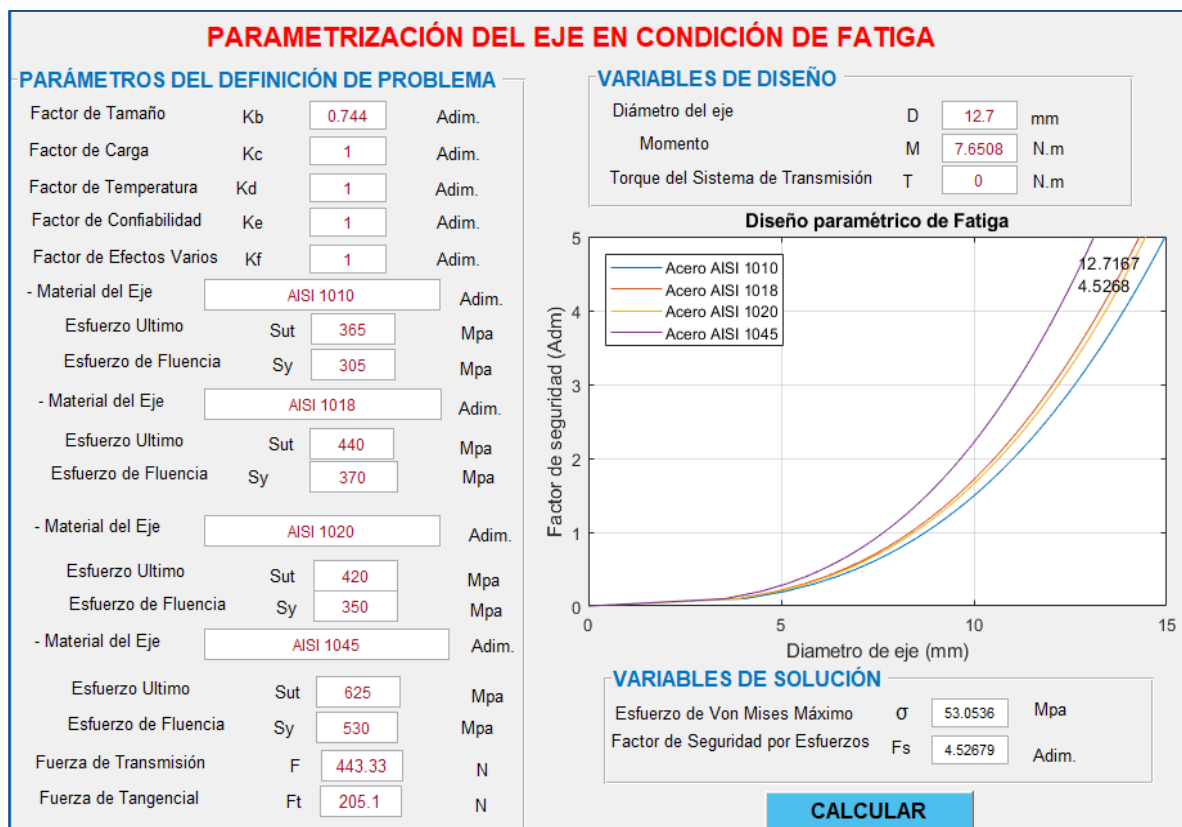


Figura N° 35: condición de carga por fatiga (GUI)

Fuente: GUI

Una vez concluida la elaboración de la GUI, se procedió a evaluar paramétricamente las variables involucradas. En la figura N° 36 y 37 se muestran las gráficas de parametrización por diseño estático y fatiga. Se analiza el diámetro (abscisas) para encontrar un factor de seguridad (ordenadas) respecto a los cuatro materiales: AISI (1010, 1018, 1020, 1045). Para nuestro diseño y determinación de los distintos materiales y diámetro del eje. Para que el diseño del eje sea óptimo y cuente con un factor de seguridad confiable, establecemos un factor de seguridad de 4.

Por consecuencia, el eje necesita tener un factor de seguridad y diámetro adecuado que los aceros 1010,1018,1020, pero como buscamos un factor de seguridad de 4 para un diámetro de 12.7 mm es por eso que se elige el acero 1045.

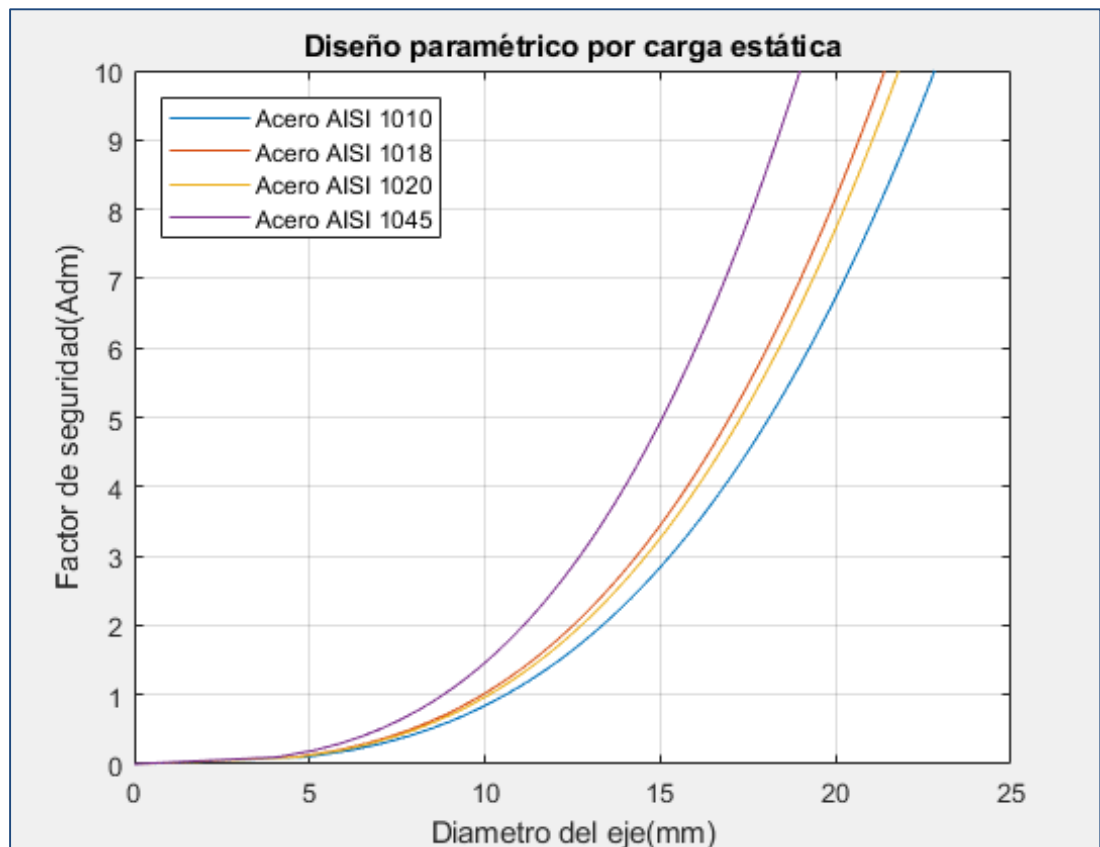


Figura N° 36: Grafica paramétrica Factor de Seguridad versus Diámetro de Eje para Diferentes Materiales (Análisis Estático)

Fuente: Propia

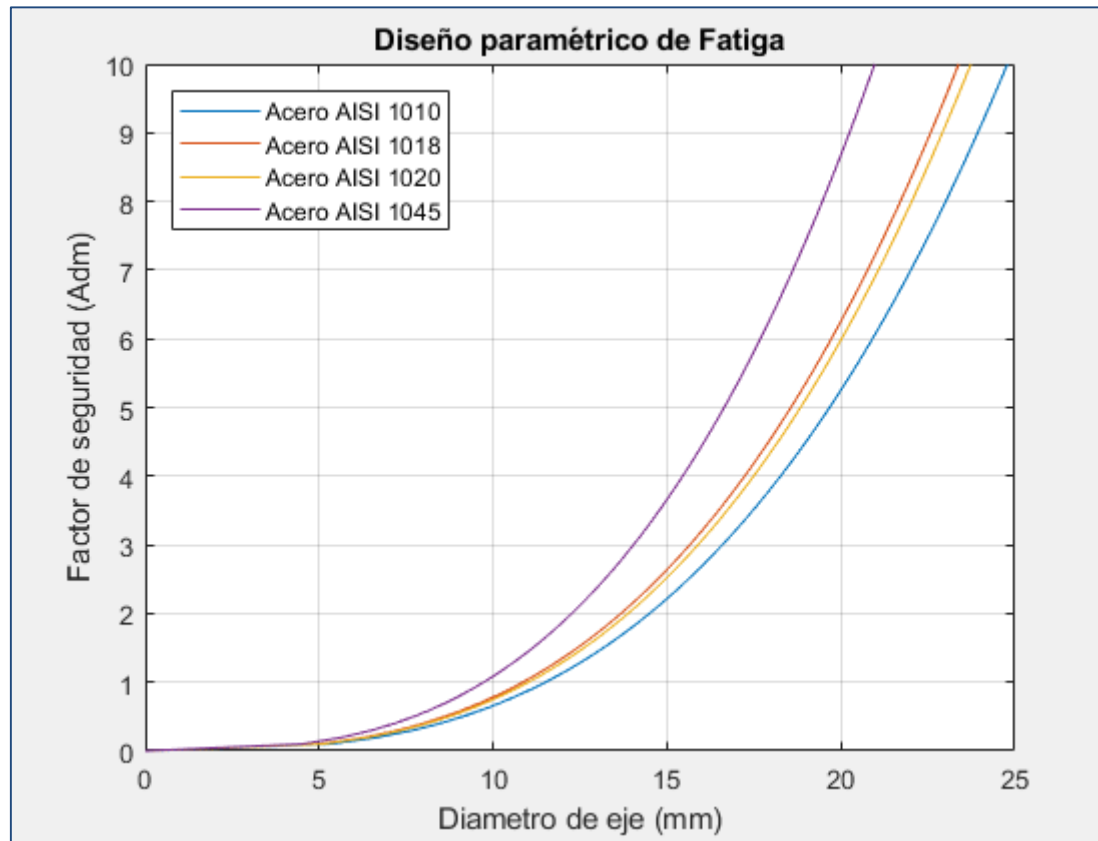


Figura N° 37: Grafica paramétrica Factor de Seguridad versus Diámetro de Eje para Diferentes Materiales (Análisis en Fatiga)
Fuente: Propia

3.10.2 Diseño Paramétrico mediante Simulaciones en Ansys

Después de concluir con el cálculo respectivo a través de la GUI se determina el tipo de material y un factor de seguridad confiable que asegure la confiabilidad del diseño.

Luego de seleccionar lo mencionado anteriormente y ver la influencia de las variables de diseño sobre las variables de solución de la Figura N° 15 (Caja Negra) se analizó paramétricamente el material para el eje del sistema de transmisión versus la fuerza de transmisión y la fuerza tangencial. En seguida se realizó el eje de transmisión de la Máquina Peladora de Cañas de Azúcar con ayuda del Software SpaceClaim 18.2. Posteriormente se importaron los dibujos para ser simulados en ANSYS. y, como siguiente paso se realizó el enmallado del dibujo al eje.

Las soluciones de las simulaciones nos permitieron conocer la concentración de los Esfuerzos de Von Mises, deformación del sistema y el factor de seguridad por fatiga del eje de transmisión de la máquina peladora de cañas de azúcar; para la validación y verificación del análisis.

	NOMBRE DEL SIMBOLO	UNIDADES	RANGO
PARAMETROS DE DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	Material del eje del sistema de transmisión	Adim.	AISI (1010,1018, 1020,1045)
	Fuerza de Transmisión	N	443.33
	Fuerza Tangencial	N	205.1
VARIABLES DE DISEÑO	Diámetro del eje (D)	mm	12.7
	Longitud del Eje (L)	m	0.2
	Torque del Sistema de Transmisión (T)	N.m	15.63
VARIABLES DE SOLUCIÓN DEL PROBLEMA	Esfuerzo de Von Mises Máximo (σ')	Mpa	A determinar
	Factor de seguridad por esfuerzos (Fs)	Adim.	A determinar

Tabla N° 20: Variables y Valores del Eje para Simulación Paramétrica en Ansys

Fuente: Propia

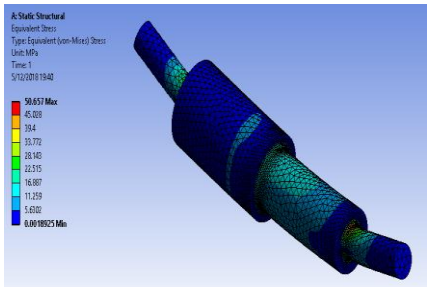
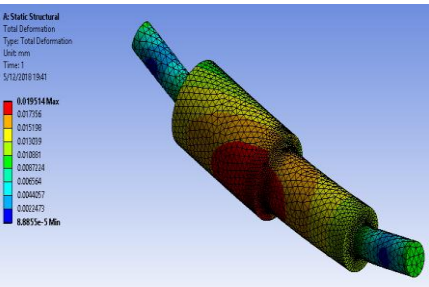
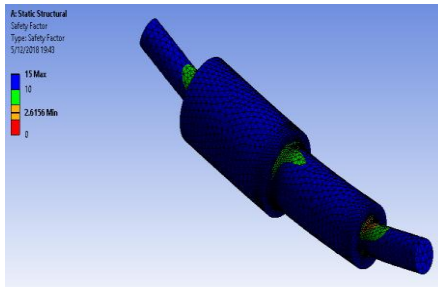
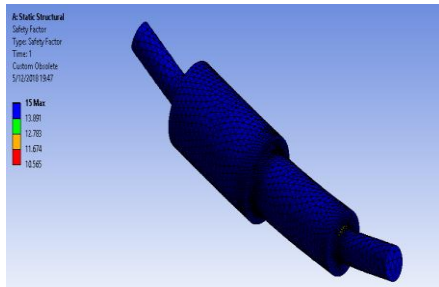
		FUERZA DE DESGARRAMIENTO DEL EJE DE SISTEMA DE TRANSMISIÓN			
		Esfuerzo de Von Misses	Deformación	F.S fatiga	F.S estático
Material	AISI 1045				

Tabla N°21: Matriz Gráfica Paramétrica para evaluar las Variables de Solución: Esfuerzo de Von Mises, Deformación, y Factor de Seguridad FS. (Carga en Fatiga y Estática).

Fuente: Elaboración Propia

3.11 SIMULACIONES DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Para determinar y comprobar las deformaciones, esfuerzos y hallar el factor de seguridad correspondientes al diseño del sistema de acuerdo a la simulación paramétrica se hizo un análisis individual del sistema (Figura 38)

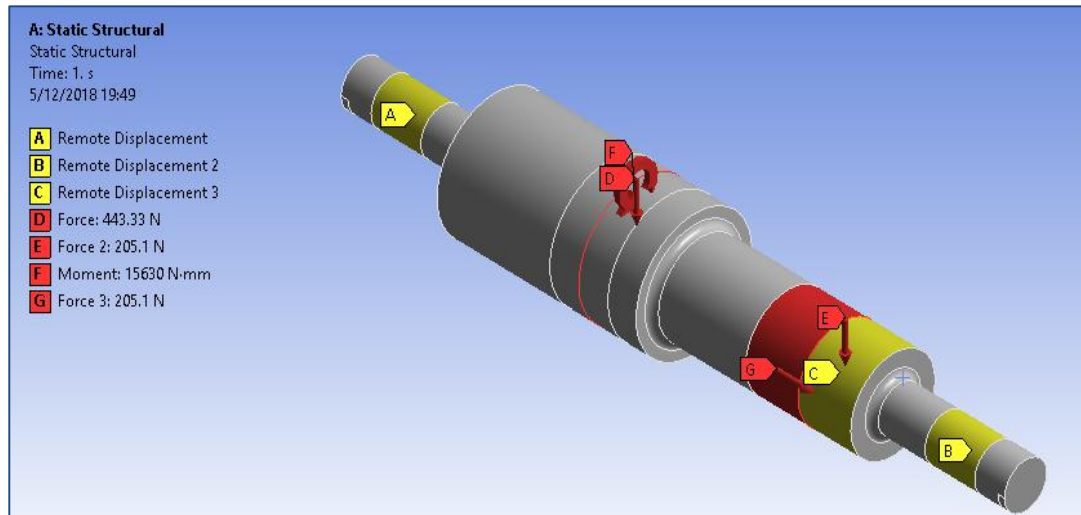


Figura N° 38: Eje aplicando todas sus cargas
Fuente: Ansys

Se simuló individualmente por fatiga al eje para la seccion más crítica; para el Acero 1045, con las fuerzas de: (433.33 , 205 y 205.1)N, un Torque de 15.63N.m, se aprecian los resultados en las figuras que se muestran a continuación (ver Figura 39 hasta la Figura 42).

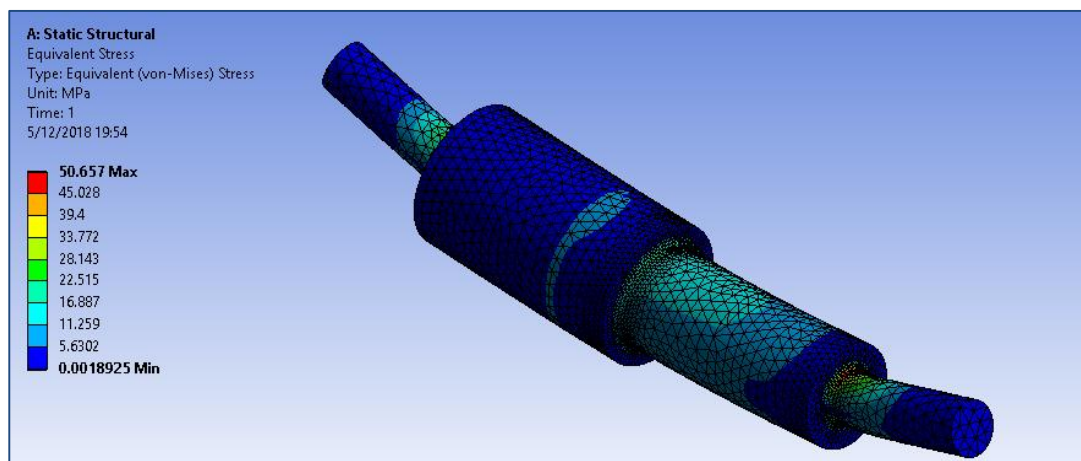


Figura N° 39: Esfuerzo de von misses
Fuente: Ansys

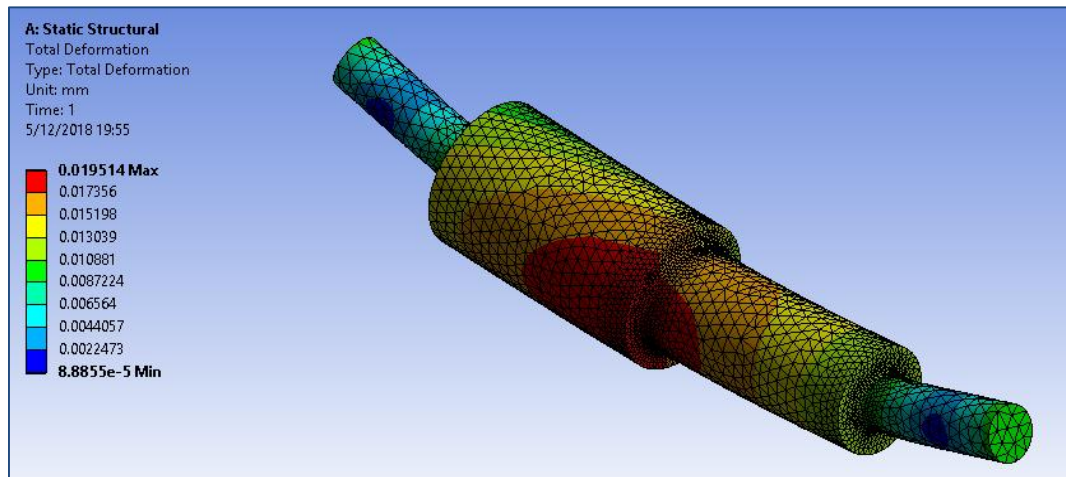


Figura N° 40: Deformación

Fuente: Ansys

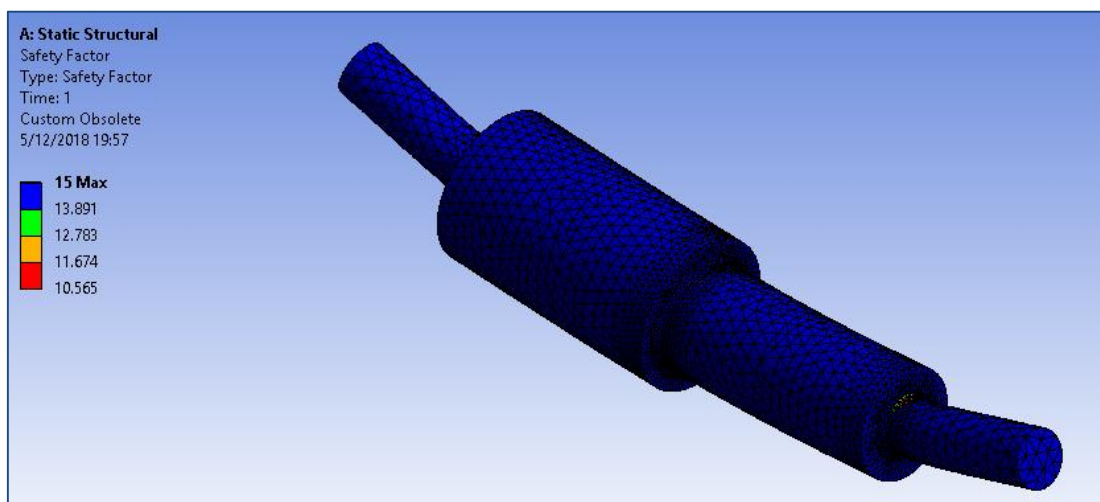


Figura N° 41: Factor de seguridad Estático

Fuente: Ansys

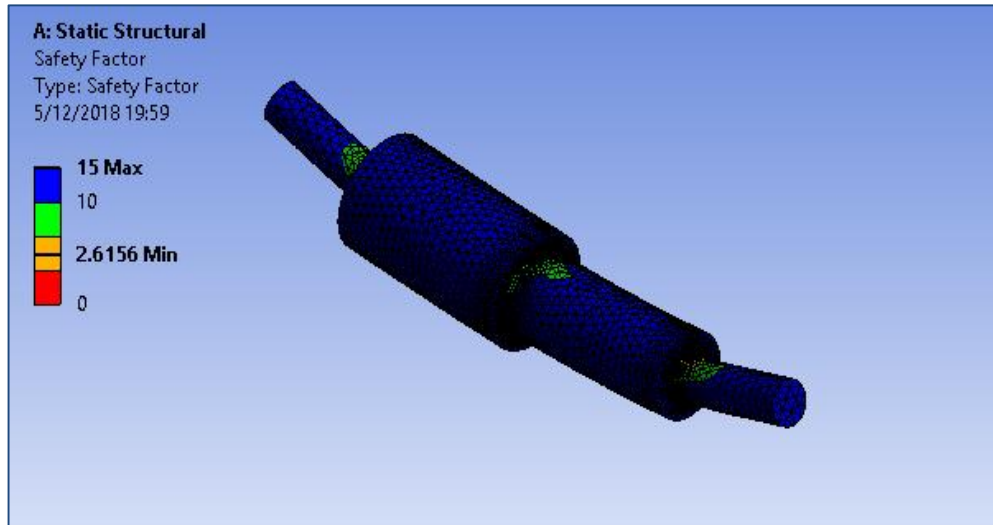


Figura N° 42: Factor de seguridad en Fatiga

Fuente: Ansys

De los resultados obtenidos de las simulaciones que se muestran en las Figuras 39 hasta la Figura 42, Se puede observar que las deformaciones son relativas, teniendo un valor de 0.019514 mm como máximo y de 0.0022 como mínimo en el eje. Los mayores esfuerzos de Von Mises son de 45.028 MPa de un total de 50.657 MPa concentrados en el cambio de sección del eje con un factor de seguridad en fatiga de 10; esto indica que el sistema es totalmente seguro por fatiga y más aún por estática. Esto quiere decir que el sistema no presenta fallas por fatiga, por lo que la máquina se encuentra en los rangos óptimos de acuerdo a los esfuerzos y deformaciones.

	NOMBRE DEL SIMBOLO	UNIDADES	RANGO
PARAMETROS DE DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	Material de la Cuchilla	Adim.	Acero 316L
	Fuerzas de Corte	N	145
VARIABLES DE DISEÑO	Angulo de Incidencia, (α)	(°)	[10;15;20]
	Espesor de la Cuchilla, (e_c)	mm	[1;1.5;2]
	Longitud de la Cuchilla, (L)	mm	30
VARIABLES DE SOLUCIÓN DEL PROBLEMA	Esfuerzo de Von Mises Máximo (σ')	Mpa	A determinar
	Factor de seguridad por esfuerzos (Fs)	Adim.	A determinar
	Deformación Absoluta, (δ)	mm	A determinar

Tabla N° 22: Variables y Valores para Simulación Paramétrica del mecanismo de corte en Ansys

Fuente: Propia

En el diseño paramétrico mediante el software ANSYS fue calculado el factor de Von Mises, así mismo la deformación a la que será sometida y el factor de seguridad de las piezas más críticas. El cual fue calculado con el material 316L para el diseño de la cuchilla, los cuales fueron calculados a evaluar mediante dos variables: el espesor y ángulo de incidencia para seleccionar la mejor pieza de acuerdo al cálculo adecuado por las variables, los cuales se observan en la tabla N° 23, tabla N° 24 y tabla N°25.

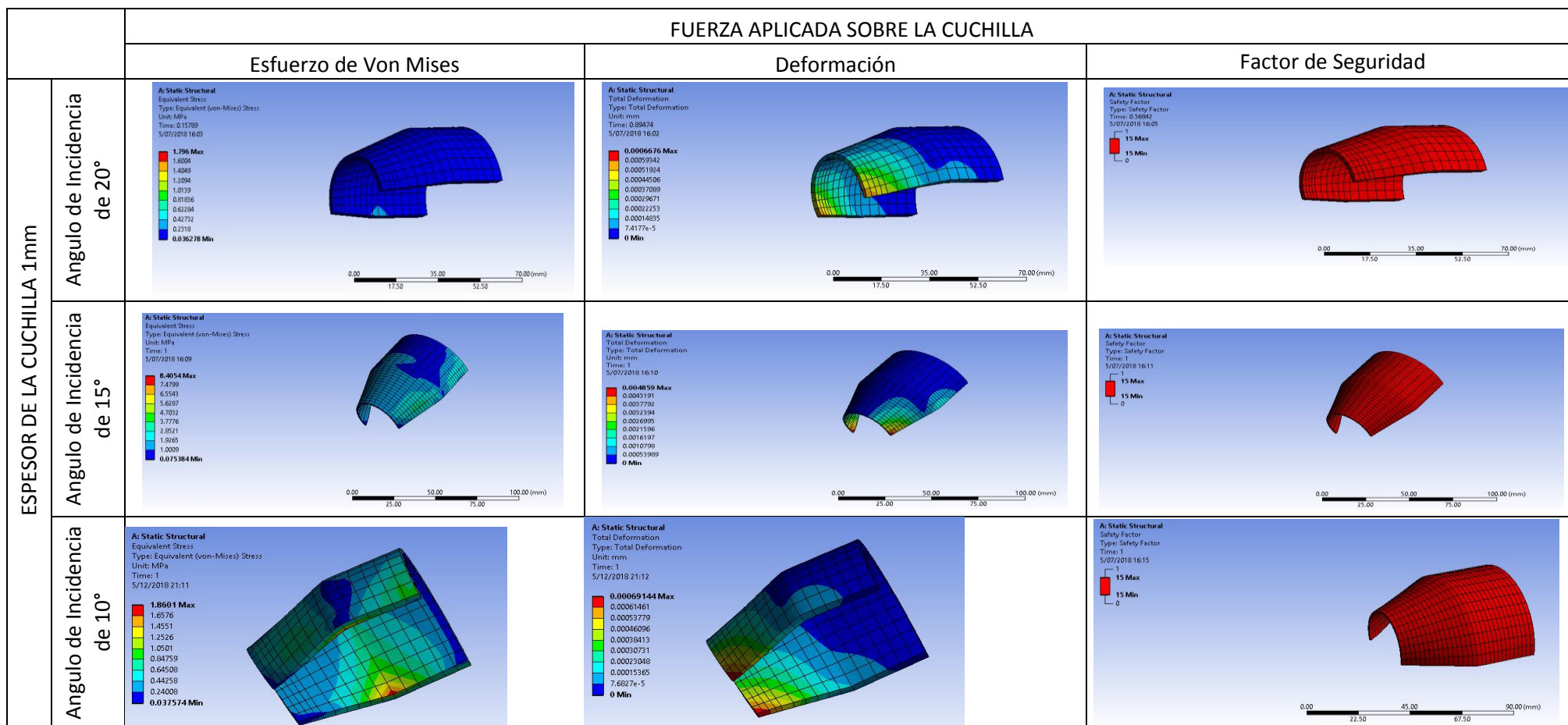


Tabla N° 23: Matriz Grafica Paramétrica para evaluar las Variables de Solución. Esfuerzo de Von Mises, Deformación y Factor de Seguridad

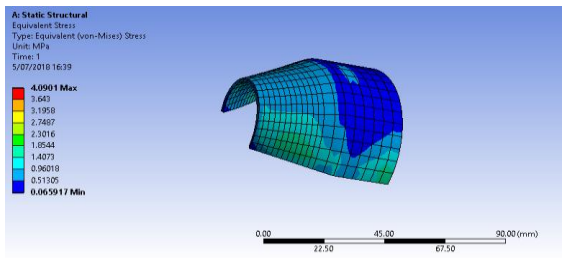
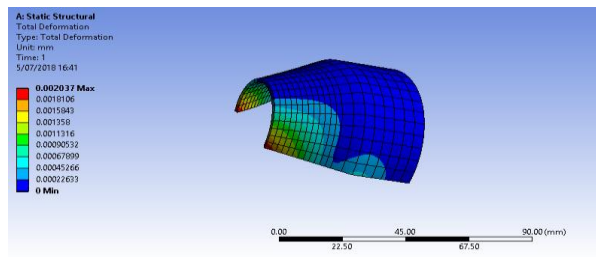
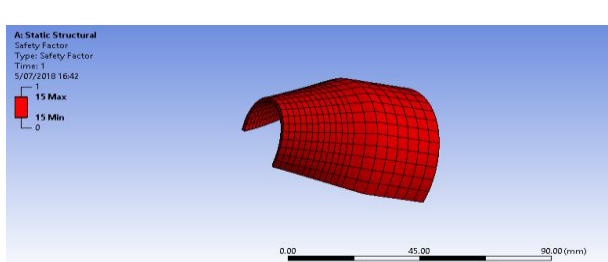
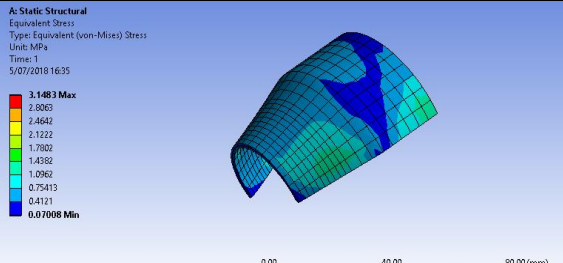
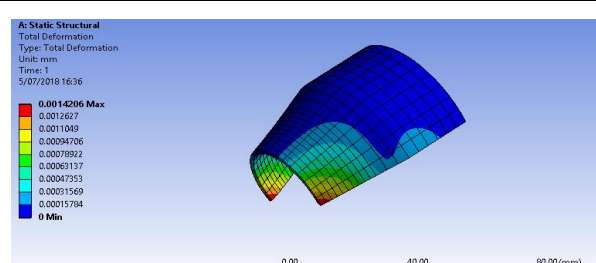
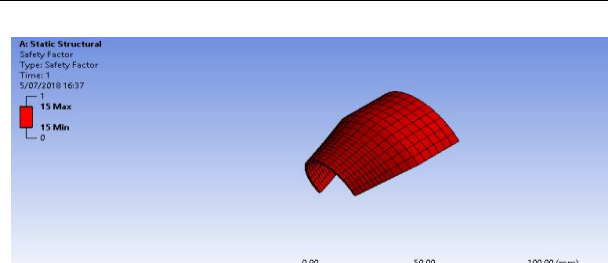
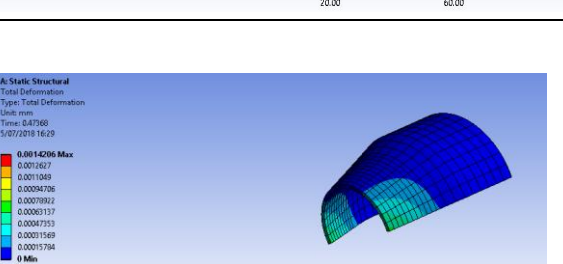
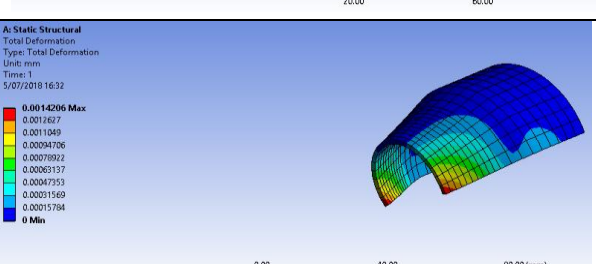
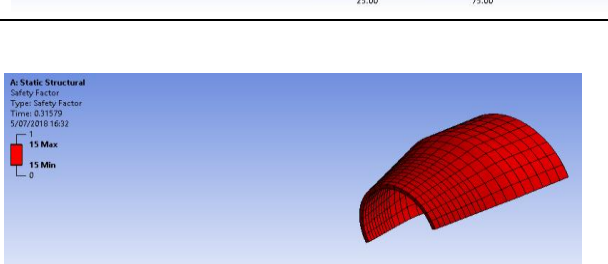
		FUERZA APLICADA SOBRE LA CUCHILLA		
		Esfuerzo de Von Mises	Deformación	Factor de Seguridad
ESPESOR DE LA CUCHILLA 1.5mm	Angulo de Incidencia de 20°			
	Angulo de Incidencia de 15°			
	Angulo de incidencia de 10°			

Tabla N° 24: Matriz Grafica Paramétrica para evaluar las Variables de Solución. Esfuerzo de Von Mises, Deformación y Factor de seguridad

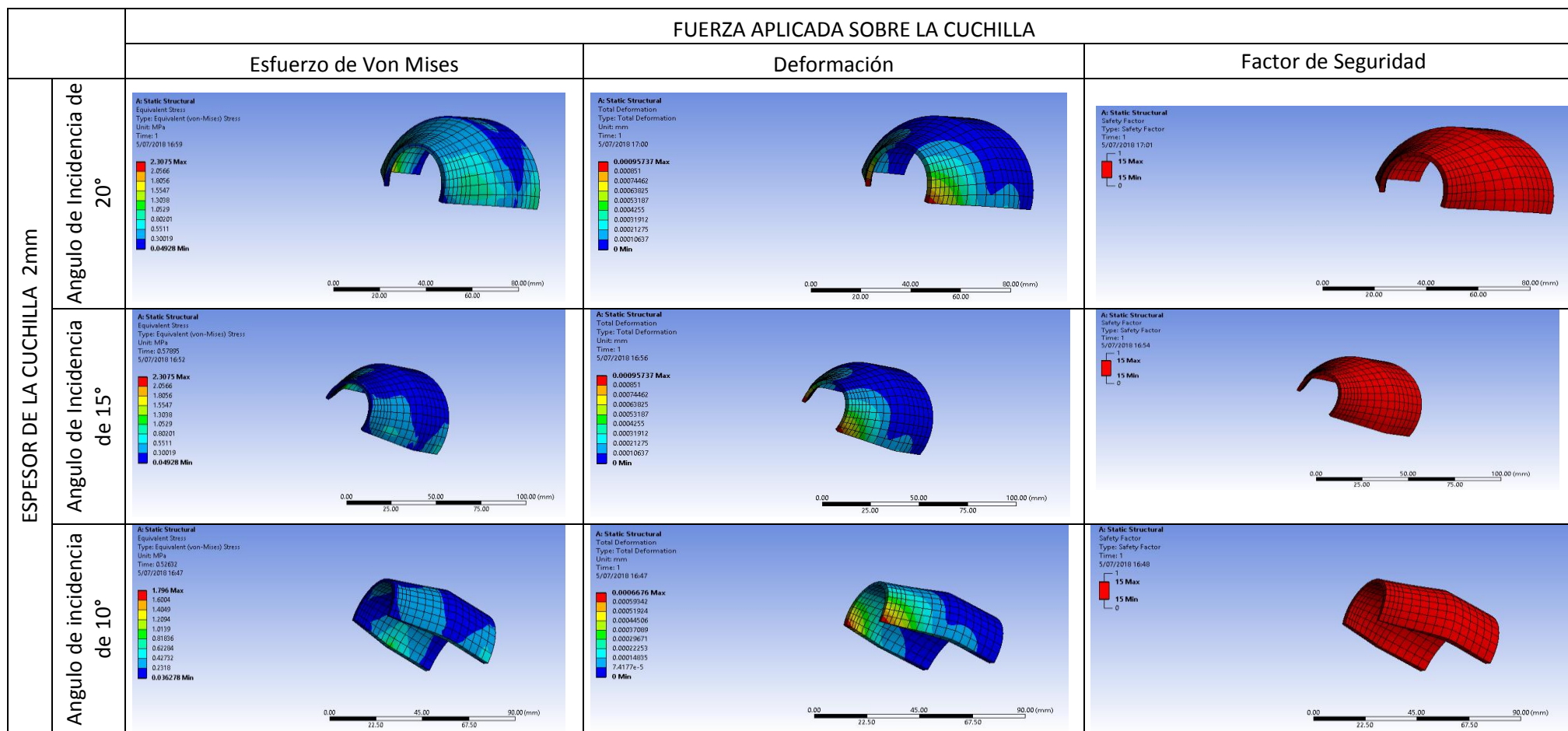


Tabla N° 25: Matriz Grafica Paramétrica para evaluar las Variables de Solución. Esfuerzo de Von Mises, Deformación y Factor de Seguridad

3.12 SIMULACIÓN DEL MECANISMO DE CORTE (CUCHILLAS)

Para determinar y poder comprobar las deformaciones, esfuerzos y hallar el factor de seguridad correspondientes al diseño del sistema de acuerdo a la simulación paramétrica se hizo un análisis individual del sistema (Figura 43)

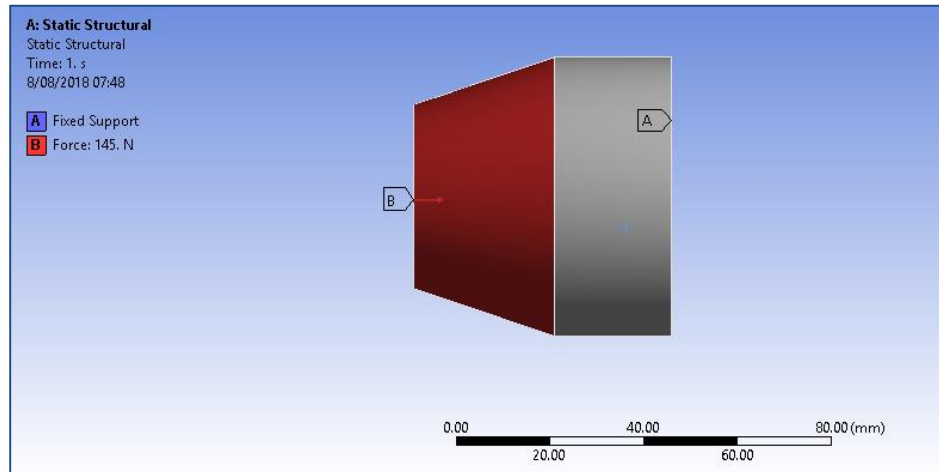


Figura N° 43: Cuchilla aplicando todas sus cargas
Fuente: Ansys

Se simuló individualmente a la cuchilla, para cada espesor de 1,1.5 y 2 mm, el ángulo de incidencia de 10°,15 y 20° y para una longitud de la cuchilla de 30mm, el material de la cuchilla es de Acero inoxidable 316L y una fuerza sobre cada cuchilla: de 145 N, estas simulaciones se aprecian en las tablas N°23, 24 y 25. La fuerza resultante se aprecia en la: (figura 44)

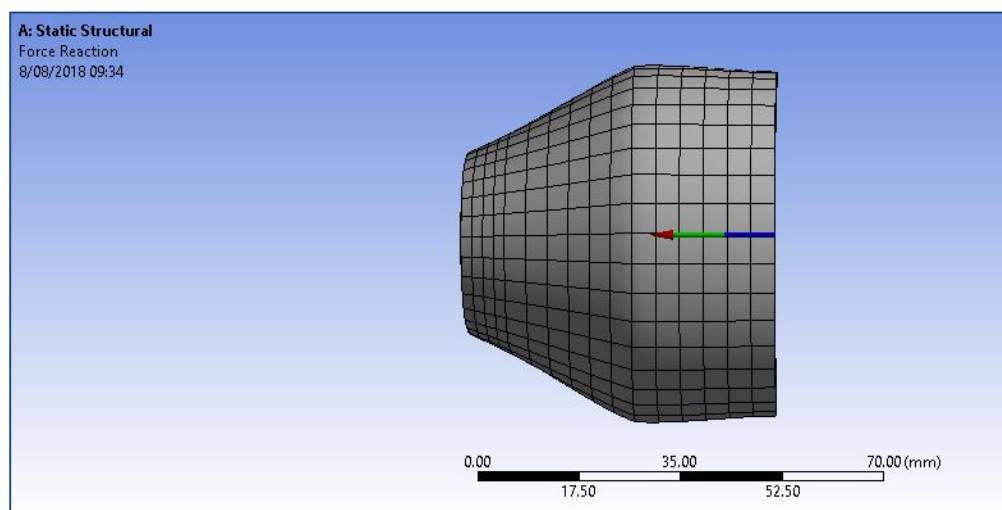


Figura N° 44: Fuerza Resultante (Vista Superior) se puede observar la dirección de la fuerza resultante
Fuente: Ansys

En el diseño paramétrico mediante el software ANSYS fue calculado el factor de Von Mises, así mismo la deformación a la que será sometida y el factor de seguridad de las piezas más críticas. El cual fue calculado con el material 316L para el diseño de la cuchilla, los cuales fueron calculados a evaluar mediante dos variables: el espesor y ángulo de incidencia para seleccionar la mejor pieza de acuerdo al cálculo adecuado por las variables, los cuales se observan en la tabla N° 23, tabla N° 24 y tabla N°25.

En la tabla N°26, 27 y Tabla N 28 se observa los resultados de los esfuerzos y deformaciones. Se ha realizado un resumen para determinar los parámetros calculados, así como el material con el que ha sido diseñado (316L) el mecanismo será evaluado mediante 3 ángulos de incidencia. Por este motivo se ha seleccionado el mecanismo de corte de 1.5 mm con un ángulo de 10° ya que es el espesor más resistente a la deformación y un esfuerzo de von mises mayor, y se ubica en un nivel intermedio con respecto a los demás materiales en deformación elástica. Esto quiere decir que el sistema no presenta fallas, por lo que las cuchillas se encuentran en los rangos óptimos de acuerdo a los esfuerzos y deformaciones. Se presenta el reporte del análisis de la cuchilla en el Anexo N°16

Fuente: Propia ITEM	VON MISES(MPa)	DEFORMACION (mm)	FACTOR DE SEGURIDAD (F.S)
φ 10°	1.8601	0.0069144	15
φ 15°	8.4054	0.004859	15
φ 20°	1.796	0.0006676	15

Tabla N° 26: Resumen Diseño paramétrico software ANSYS del mecanismo de corte para un espesor de 1mm

Fuente: Propia

Fuente: Propia ITEM	VON MISES(MPa)	DEFORMACION (mm)	FACTOR DE SEGURIDAD (F.S)
φ 10°	9.2678	0.0014206	15
φ 15°	3.1483	0.0014206	15
φ 20°	1.796	0.0006676	15

Tabla N° 27: Resumen Diseño paramétrico software ANSYS del mecanismo de corte para un espesor de 1.5mm

Fuente: Propia

Fuente: Propia ITEM	VON MISES(MPa)	DEFORMACION (mm)	FACTOR DE SEGURIDAD (F.S)
φ 10°	1.796	0.0006676	15
φ 15°	2.3075	0.00095737	15
φ 20°	2.3075	0.00095737	15

Tabla N° 28: Resumen Diseño paramétrico software ANSYS del mecanismo de corte para un espesor de 2mm

Fuente: Propia

3.13 DISEÑO DE SELECCIÓN PARA COMPONENTES ESTANDAR

3.13.1 Engranajes Helicoidales

Teniendo el diseño conservador de la máquina peladora de cañas de azúcar, Determinamos el diámetro del engranaje helicoidal en relación de las velocidades. tomamos engranajes helicoidales para transmitir alta potencia y reducir las velocidades.

$$n_e = n_t * \frac{D_t}{D_e} \dots\dots\dots (36)$$

Se emplearán dos engranajes helicoidales que estarán sometidos a la salida del eje del motor y el siguiente posicionado en el eje de transmisión, lo cual estarán en contacto ambos para hacer el trabajo de reductor.

Los diámetros interiores de los engranajes helicoidales son de:(19mm y 25.4mm).

$D_{in.p=19}$ —————> Diámetro interior del engranaje helicoidal pequeño

$D_{e.m=19}$ —————> Diámetro del eje del motor.

$D_{in.g=25.4}$ —————> Diámetro interior del engranaje helicoidal grande.

$$n_e = 925 * \frac{0.0375}{0.1524}$$

$$n_e = 227.60 \text{ rpm}$$

Teniendo como referencia la velocidad requerida, se procedió a seleccionar los engranajes helicoidales pequeño y grande (ver Figura N°45) del catálogo **Helical Gears N° H812R y HS848R**, disponible en web apropiado. con designación 18074 para el engranaje pequeño y para el engranaje grande 18124 que presentan las siguientes dimensiones y características que se muestran en el catálogo **Helical Gears N° H812R y HS848R** (ver anexo N°4)

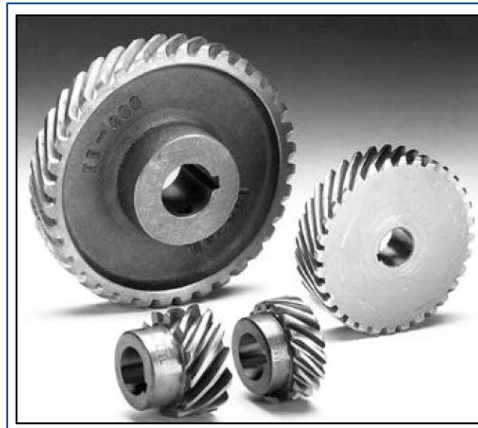


Figura N°45: Engranaje Helicoidal
Fuente: Helical Gears N° H812R y HS848R

3.13.2 Selección de Poleas

Para la transmisión de movimiento, se seleccionará elementos como poleas en V y de un canal con Buje QD.

Se emplearán cuatro Poleas que estarán en contacto entre polea y correa, la primera polea es la motriz que esta acoplada en el eje de transmisión que dará movimiento a la segunda polea (conducida) que también esta acoplada a un eje de libre movimiento junto con la tercera polea que es la motriz que dará movimiento a la cuarta polea (conducida).

Los diámetros de las poleas son tomados del diseño de la maquina peladora de cañas en SolidWorks, ajustándose de acuerdo a la relación de velocidades requerida para el pelado de caña, se tomaron los diámetros existentes en el catálogo (manual de poleas en V Intermec).

Para calcular la relación de transmisión entre la polea 1 y 2 (ver figura N° 48) sabiendo las velocidades requeridas en esos componentes se usa:

$$i = \frac{n_{p1}}{n_{p2}} = \frac{D_{p1}}{D_{p2}} \dots\dots\dots (37)$$

$$i = \frac{227.6}{97.28} = 2.34$$

Con este dato y con ayuda de la tabla (Anexo N° 5), se seleccionó dos poleas con relación de diámetros de 2.34 los cuales se especifican a continuación:

- Diámetro de la polea 1 (m) $D_{p1}=0.120$
- Diámetro de la polea 2 (m) $D_{p2}=0.280$

Para calcular la relación de transmisión entre la polea 3 y 4 (Ver figura N°49) sabiendo las velocidades requeridas en esos componentes se usa:

$$i = \frac{n_{p3}}{n_{p4}} = \frac{D_{p4}}{D_{p3}} \dots\dots\dots (38)$$

$$i = \frac{97.28}{50.84} = 1.91$$

Con este dato y con ayuda de la tabla del (Anexo N°5), se seleccionó dos poleas con relación de diámetros de 1.91 los cuales se especifican a continuación:

- Diámetro de la polea 3 (m) $D_{p3}=0.120$
- Diámetro de la polea 4 (m) $D_{p4}=0.230$

Teniendo como referencia los diámetros en relación de la velocidad, se procedió a seleccionar las poleas en V tipo 3V de un canal con buje QD (ver Figura N°46) del catálogo poleas en V INTERMEC, disponible en web apropiado, <http://lab.transmitec.com>, presentan las siguientes dimensiones y características que se muestran en el catálogo poleas en V INTERMEC (Ver Anexo N°5).

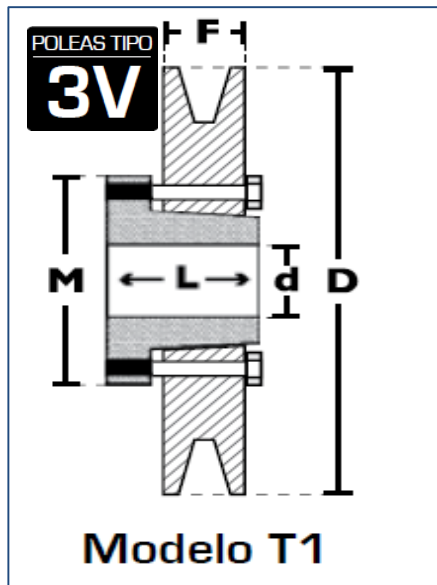


Figura N°46: Polea en V Tipo 3V de un canal con Buje QD
Fuente: Manual de Poleas en V Intermec

3.13.3 Selección de Correas en V

Para determinar la Longitud de la banda es importante conocer las distancias entre centros de las poleas (C) y los diámetros de las poleas (dp1 y dp2).

- Distancia entre el centro de las poleas es: (Ver figura N°48 y 49)

$$C_{p1-p2} = 262.24\text{mm} = 10.32 \text{ pulg.}$$

$$C_{p3-p4} = 305.4\text{mm} = 12.02 \text{ pulg.}$$

- Los diámetros de las poleas se reflejan en: (Anexo N°5)
 - Diámetro de la polea 1 (pulg.) $D_{p1}=4.72$
 - Diámetro de la polea 2 (pulg.) $D_{p2}=11$
 - Diámetro de la polea 3 (pulg) $D_{p3}=4.72$
 - Diámetro de la polea 4 (pulg) $D_{p4}=9.05$

- para hallar la longitud de la correa en la $p1 - p2$ Determinamos con la fórmula:

$$L_{p1-p2} = 2C + \pi(D + d)/2 + (D - d)^2/(4C) \dots\dots\dots (38)$$

$$L_{p1-p2} = 2(10.32) + \pi(11 + 4.72)/2 + (11 - 4.72)^2/(4 * 10.32)$$

$$L_{p1-p2} = 46.28 \text{ pulg}$$

- Finalmente, para hallar la longitud de la correa en la $p3 - p4$ Determinamos con la fórmula:

$$L_{p3-p4} = 2C + \pi(D + d)/2 + (D - d)^2/(4C)$$

$$L_{p3-p4} = 2(12.02) + \pi(905 + 4.72)/2 + (9.05 - 4.72)^2/(4 * 12.02)$$

$$L_{p3-p4} = 46.05 \text{ pulg}$$

La longitud de la correa es 46.28 pulg para las poleas de L_{p1-p2} y 46.05 pulg para las poleas L_{p3-p4} , lo cual se seleccionará la correa tipo 3V porque cumple con el tipo de polea 3V (Ver figura N°46); este tipo de correas tienen una capacidad de potencia superior a las correas clásicas debido a que la superficie de contacto con las paredes de la polea es mayor.



Figura N°47: Selección del tipo de correa 3V
Fuente: Manual de Poleas y Correas en V Intermec

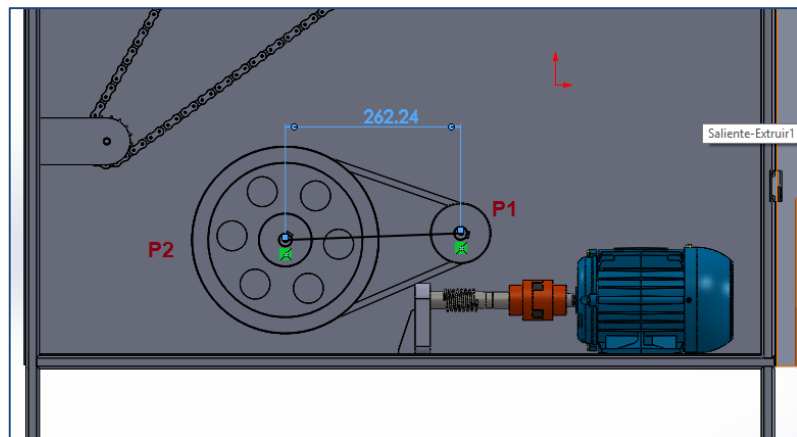


Figura N°48: Distancia entre las poleas P_{1-2}
Fuente: Propia

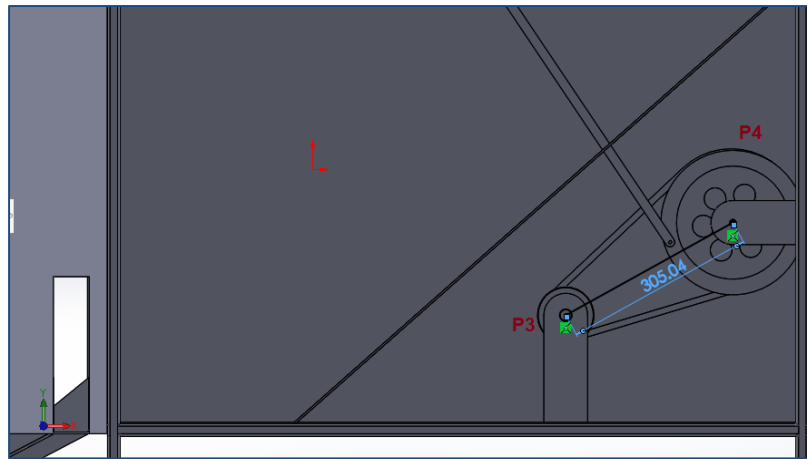


Figura N°49: Distancia entre las poleas P_{3-4}
Fuente: Propia

3.13.4 Selección de Catarinas

se muestra la transmisión por catarinas, donde la catalina motriz, recibe la velocidad de rotación entregada por la polea 4 para luego reducirla a la velocidad requerida.

Se emplearán 4 catarinas según nuestro diseño en SolidWorks y el cálculo en Matlab obtenemos los diámetros de las catarinas requeridos en relación de sus velocidades, lo cual serán tomados por el catálogo.

Para calcular la relación de transmisión entre la Catarina 1 y 2 (ver figura N° 50) sabiendo las velocidades requeridas en esos componentes se usa:

$$i = \frac{n_{c1}}{n_{c2}} = \frac{D_{c1}}{D_{c2}} \dots\dots\dots (39)$$

$$i = \frac{50.89}{9.25} = 5.50$$

Con este dato y con ayuda de la tabla: (Anexo N°6), se seleccionó dos catarinas con relación de diámetros de 5.50 los cuales se especifican a continuación:

Diámetro de la Catarina 1 $D_{c1} = 0.06274 \text{ m}$

Diámetro de la Catarina 2 $D_{c2} = 0.34519 \text{ m}$

Para calcular la relación de transmisión entre la Catarina 3 y 4 (ver figura N°51) sabiendo las velocidades requeridas en esos componentes se usa:

$$i = \frac{n_{c3}}{n_{c4}} = \frac{D_{c3}}{D_{c4}} \dots\dots\dots (40)$$

$$i = \frac{9.25}{6.26} = 1.477$$

Con este dato y con ayuda de la tabla del: (Anexo N°6), se seleccionó dos catarinas con relación de diámetros de 1.477 los cuales se especifican a continuación:

Diámetro de la Catarina 3 $D_{c3} = 0.10236 \text{ m}$

Diámetro de la Catarina 4 $D_{c4} = 0.15113 \text{ m}$

Teniendo como referencia la relación de diámetros, se procedió a seleccionar las 4 catarinas con un paso diametral de 9.53mm y el número de Catarina 35-1 tipo A (ver figura N°50) del catálogo **SKF** Power Transmission, presentan las siguientes dimensiones y características que se muestran. (Ver anexo N°6)

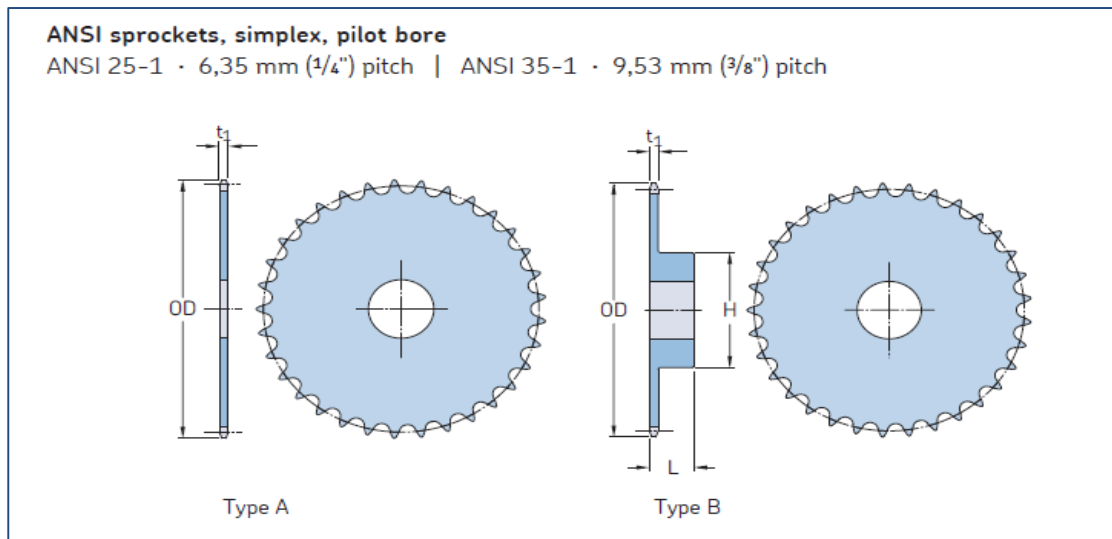


Figura N°50: Catarinas ANSI 35 Tipo A
 Fuente: Catálogo **SKF** Power Transmission

3.13.5 Selección de Cadenas

Para la transmisión de potencia, se seleccionará elementos como cadenas para el libre movimiento de las catarinas, para determinar la Longitud de la cadena es importante conocer el número de dientes de cada Catarina (N), el paso de la cadena según el tipo de la Catarina ANSI 35 (P), y el centro entre las catarinas (C). El cálculo realizado se refleja en el: (Anexo N°15) a través del software Matlab.

- El número de dientes de cada Catarina: (Ver Anexo N°6)

Numero de dientes de la Catarina C_1 → $N_{c1} = 19$

Numero de dientes de la Catarina C_2 → $N_{c2} = 112$

Numero de dientes de la Catarina C_{4i} → $N_{c4i} = 48$

Numero de dientes de la Catarina C_4 → $N_{c4} = 48$

- El Paso de la Catarina: (Ver Anexo N°6)

Para hallar el paso de la cadena es necesario conocer el paso de la Catarina y el tipo de Catarina que es: (ANSI 35 – Tipo A)

Paso de las catarinas → $P = 0.375$ pulg

- El Centro entre las catarinas se tomaron los datos del diseño en SolidWorks: (Ver figura N°50)

Centro desde la Catarina $C_{1-2} \longrightarrow C_{c1-2} = 672.68 \text{ mm} = 26.48 \text{ pulg}$

Centro desde la Catarina $C_{4-4i} \longrightarrow C_{c4-4i} = 922.53 \text{ mm} = 36.32 \text{ pulg}$

- para hallar la longitud de la cadena en la LC_{1-2} y la LC_{4-4i} Determinamos con la fórmula:

$$\frac{LC_{1-2}}{p} = \frac{2 * C_{1-2}}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{\frac{4 * \pi^2 * C_{1-2}}{p}} \dots \dots \dots (41)$$

$$\frac{LC_{1-2}}{0.375} = \frac{2 * 26.48}{0.375} + \frac{19 + 112}{2} + \frac{(112 - 19)^2}{\frac{4 * \pi^2 * 26.48}{0.375}}$$

$$LC_{1-2} = 78.73 \text{ pulg (1999.96 mm)}$$

$$\frac{LC_{4-4i}}{0.375} = \frac{2 * 36.32}{0.375} + \frac{48 + 48}{2} + \frac{(48 - 48)^2}{\frac{4 * \pi^2 * 36.32}{0.375}}$$

$$LC_{1-4i} = 90.90 \text{ pulg (2309.9 mm)}$$

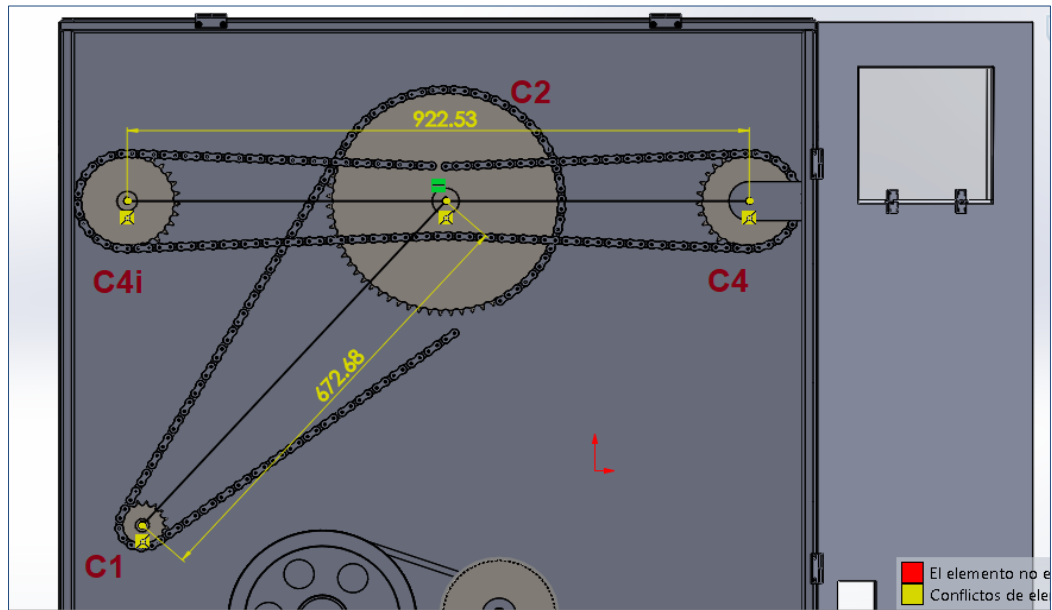


Figura N°51: Medidas entre centros de catarinas

Fuente: Propia

3.13.6 Selección de Rodamientos

Para el libre movimiento del eje transmisión, se seleccionará rodamientos rígidos de una hilera de bolas ya que soportaran cargas radiales.

Se emplearán 2 rodamientos que estarán sometidos a fuerzas radiales y axiales a extremos del eje, pero es importante considerar lo siguiente:

- Las fuerzas que actúan sobre ellos F_{By} y F_{ax} ($F_{By}=322.64$ y $F_{ax}=205$) N.
- Tomaremos la fuerza resultante de la carga axial y radial para definir la fuerza equivalente.

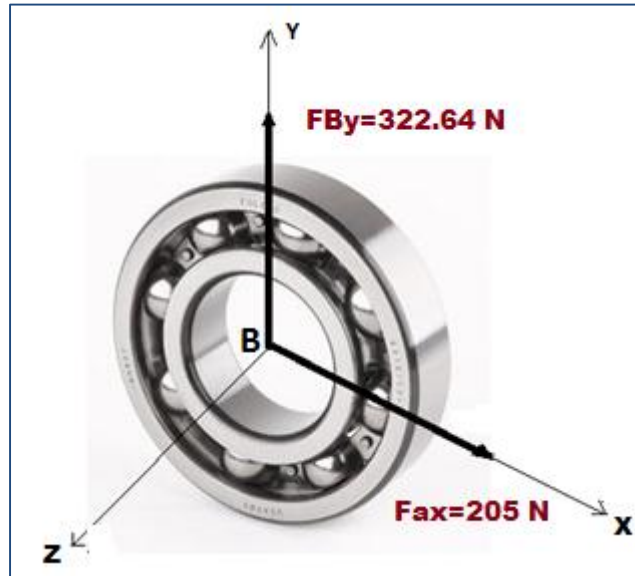


Figura N°52: Fuerza radial aplicada al rodamiento

Fuente: Catálogo **SKF**

Fuerza radial resultante:

$$F_R = \sqrt{F_{BY}^2 + F_{BZ}^2}$$

$$F_R = \sqrt{(322.64)^2 + (205)^2}$$

$$F_R = 382 \text{ N}$$

Fuerza axial:

$$F_a = 0$$

- Carga equivalente: Debido a que no existe fuerza Axial, la carga equivalente en el rodamiento es igual a la fuerza radial.

$$P = F_R = 382 \text{ N} \dots\dots\dots (42)$$

- La vida estimada máxima para un Rodamiento SKF, es: (Ver Anexo N°7)

$$L_{10h} = 30000 \text{ horas}$$

- El rodamiento, estará expuesto a la velocidad de rotación de la polea 1

$$n = 227.60 \text{ RPM}$$

- Carga dinámica: Para un rodamiento SKF, el cálculo de la duración de vida se determina, según la ecuación:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \dots\dots\dots (43)$$

Despejando la carga dinámica, tenemos:

$$C = P \cdot \sqrt[p]{\frac{60 \cdot L_{10h} \cdot n}{10^6}} \dots\dots\dots (44)$$

Reemplazando los valores encontrados:

$p = 3$ (Exponente de duración de vida para rodamientos de bolas)

$$C = 382 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 30000 \cdot 227.60}{10^6}}$$

$$C = 2997.12 \text{ N} = 3 \text{ KN}$$

De tablas de Rodamientos SKF, seleccionamos un rodamiento rígido de bolas de una hilera, para un diámetro de eje de 12.7 mm de designación 6001 con una capacidad de carga dinámica de 5.4KN. (Ver Anexo N°8).

3.13.7 Selección del Motor Eléctrico

Para hallar la potencia del motor es importante conocer el torque producido por la fricción de rodamientos (coeficiente de fricción de rodamientos de una hilera de bolas), la fuerza que actúan en los rodamientos y diámetro de ejes.

$$T = \frac{\mu * F * d}{2} \dots\dots\dots (45)$$

$$T = \frac{0.0015 * 443.3 * 12.7}{2}$$

Torque para un rodamiento = 4.22 N. mm

Torque total producido: 8.44 N. mm

La potencia necesaria para realizar el corte de caña se calcula con la siguiente expresión:

Finalmente, para hallar la Potencia del motor

$$H = \frac{T * n}{63000} \dots\dots\dots (46)$$

$$H = \frac{8.44 * 925}{63000}$$

$$H = 0.123 \text{ KW} = 0.16 \text{ HP}$$

Este valor de 0.16 HP, es la potencia mínima requerida para vencer la fuerza de rozamientos de los rodamientos. y transmitir movimiento a todo el sistema de transmisión.

Potencia de corte de Caña.

$$P = T_{p1} * W_{p1}$$

$$P = 15.63 * 23.82 = 372.61 \text{ watss}$$

Teniendo en cuenta la potencia de corte de caña y la potencia de rozamiento en los rodamientos, procedemos a sumar ambas potencias para hallar la potencia final del motor.

$$P_F = H + P = 495.61 \text{ Watts}$$

Además, teniendo en cuenta las pérdidas mecánicas por ejes, pérdidas por sistema de transmisión y por pérdidas eléctricas del motor eléctrico, tenemos:

$$P_{ME} = \frac{P_F}{\eta_m * \eta_t * \eta_{ME}} \dots\dots\dots (47)$$

Dónde:

- El rendimiento mecánico en promedio: 95%
- El rendimiento para sistemas de transmisión: 90%
- El rendimiento del motor eléctrico: 95%

Reemplazando:

$$P_{ME} = \frac{495.61 \text{ W}}{0.95 * 0.90 * 0.95}$$

$$P_{ME} = 610 \text{ W}$$

El motor seleccionado por disponibilidad de mercado y fácil adquisición es un motor de la marca WEG. (Ver Anexo N°9) de 0.75 HP, trifásico. (Ver Figura N°53).



Figura N° 53: Motor WEG de 0.75 HP - Trifásico

Fuente: Catálogo **WEG**

3.13.8 Selección de Interruptores Termomagnético y Diferencial

El motor eléctrico en operación consume 495 W, es decir consume el 30% de la carga nominal de 610 HP, con un factor de potencia de 0.51 (Ver Anexo N°10 y 11). Por lo consiguiente la intensidad de operación sería:

$$(P_{ME})_{op} = \sqrt{3} * V * I_{op} * \cos(\phi) \dots\dots\dots (48)$$

$$495 \text{ W} = \sqrt{3} * 220\text{V} * I_{op} * 0.51$$

$$I_{op} = 2.5 \text{ A}$$

Y la corriente nominal, seria:

$$(P_{ME})_n = \sqrt{3} * V * I_n * \cos(\phi)$$

$$610\text{W} = \sqrt{3} * 220 \text{ V} * I_n * 0.51$$

$$I_n = 3 \text{ A} , \text{Segun catalogo SICA}$$

a) Interruptor termomagnético:

Para el seleccionamiento del interruptor termomagnético y diferencial se tendrá en consideración la corriente nominal. Seleccionando del proveedor comercial SICA el interruptor termomagnético: (Ver Figura N°54)



Figura N° 54: Interruptor Termomagnético

Fuente: Catálogo **Sica**

b) Interruptor diferencial:

Del proveedor SICA, seleccionamos un interruptor diferencial con una sensibilidad de 10mA (Ver Figura N° 55)



Figura N° 55: Interruptor Diferencial

Fuente: Catálogo **Sica**

3.14 ANALISIS ECONOMICO

Inversión: En la tabla N°29 se detalla una descripción de cada uno de los componentes mecánicos y eléctricos de la máquina peladora de cañas de azúcar con sus respectivos costos, para tener una idea general del precio total de lo que llega a costar la máquina con recursos propios.

Beneficio económico:

Según lo expuesto la empresa tendría un beneficio económico de 1800.00 S./mes con la implementación de una maquina peladora de cañas de azúcar.

$$B = C. Mo_{t1} - C. Mo_{t2} (S./mes) \dots\dots\dots (49)$$

- Mano de obra para el pelado de la caña sin maquina

Mo = 6 personas

Costo de Mano de obra

$$C. Mo = 900 S./mes$$

Costo de mano de obra total

$$C. Mo_{t1} = Mo * C. Mo = 5400 S./mes$$

- Mano de obra para el pelado de la caña con maquina

$$Mo = 4 \text{ personas}$$

Costo de Mano de obra

$$C. Mo = 900 \text{ S./mes}$$

Costo de mano de obra total

$$C. Mo_{t2} = Mo * C. Mo = 3600$$

$$B = 5400 - 3600 = 1800.00 \text{ S./mes}$$

Retorno operacional de la inversión:

Es el tiempo de la recuperación de la inversión inicial del diseño de la maquina peladora de caña.

$$R.O.I = \frac{I}{B} \dots\dots\dots (50)$$

$$R.O.I = \frac{4347.00 \text{ S./}}{1800.00 \text{ S./mes}}$$

$$R.O.I = 2.4 \text{ meses}$$

Tabla N° 29: Materiales para la fabricación de la maquina peladora de cañas

Luego de obtener los resultados de diseño, se analizará económicamente la implementación de una nueva máquina peladora de cañas de azúcar con la selección óptima de materiales comerciales, esto es, INOX (ACERO INOXIDABLE). Para ello se escribió un programa en Excel, en el cual se ingresaron los datos mostrados en la Tabla N°30.

El análisis económico se plantea como la determinación del periodo en años

MATERIA PRIMA			
N°	Descripción	Cantidad	Costo total
1	Plancha de Acero Inoxidable 304 de 3/32" de espesor	8.64 m ²	S/ 732.00
2	Estructura de Soporte Tubo cuadrado, acero inoxidable TB 2.5*4" *6m	15 m	S/ 320.00
3	Eje de Transmisión AISI 1045, Diámetro: 1 3/4"	½ m	S/ 250.00
Monto Total Materia Prima			S/ 1302.00
COMPONENTES ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS			
N°	Descripción	Cantidad	Costo
4	Motor Electrico Trifásico Jaula de Ardilla de 0.5 HP, 925 RPM, WEG	1	S/ 250.00
5	Interruptor Termomagnético SICA, bipolar ,1A	1	S/ 220.00
6	Interruptor diferencial SICA, 10mA, Bipolar	1	S/ 180.00
Monto Total Sistema De Control			S/ 650.00
ACCESORIOS			
N°	Descripción	Cantidad	Costo total
7	Rodamientos SKF rígido de bolas y accesorios	2	S/. 90.00
8	Cadena ANSI 35 de un torón	2	S./ 150.00
9	Catarinas de hierro Colado ANSI 35	5	S/. 240.00
10	Poleas en V tipo 3V de acero fundido	4	S/. 360.00
11	Fajas en V	2	S/. 65.00
12	Engranaje helicoidal	2	S/.700.00
Monto Total Accesorios			S/. 1605.00
SERVICIO DE MECANIZADO Y OTROS			
N°	Descripción	Cantidad	Costo
13	Torno, Fresadora y Taladro	Srv.	S/. 250.00
14	Soldado y corte	Srv.	S/. 290.00
15	Pintado	Srv.	S/. 140.00
16	Instalación eléctrica y electrónica	Srv.	S/. 110.00
Monto Total de Mecanizado y otros			S/. 790.00
MONTO TOTAL			S/. 4347.00

para la recuperación de la inversión considerando la inversión inicial de un nuevo diseño (Maquina peladora de cañas de azúcar), generaría un ahorro

mensual de mano de obra debido al nuevo diseño y la tasa de interés que impondría un banco que brindaría este capital de inversión. Este método se conoce como el Periodo de Recuperación de la Inversión (PRI) y se calcula según (Eggert, 2005):

$$H = \sum_{j=1}^j CF_j (P/F, i\%, j) \dots\dots\dots (51)$$

$$H = \sum_{j=1}^j CF_j (1+i)^{-j} \dots\dots\dots (52)$$

H : Valor Monetario Presente de la Inversión Inicial (soles).

CF_j : Flujo de caja Positivo al Final del año j (soles).

i : Tasa de Interés Anual Decimal (adimensional).

j : Número de periodos hasta que se iguale el Valor Monetario Actual (años).

A continuación, en la Tabla N°30, se detalla el diagrama de flujo de caja, en una hoja de Excel, resultandos satisfactorios para el proyecto del diseño de una maquina peladora de cañas de azúcar.

CÁLCULO DE TIEMPO DE RETORNO DE INVERSIÓN DESCONTADO					2%	MOMENTO DE CAMBIO	
Month	Cash Flow (\$)	CFj (\$)	(P/F, 2%, n)	CFj(P/F,2%,n) (\$)	Sum (\$)		
0	-4347	-4347	1.00000	-4347	-4347.0000	2	-826.41
1	1800	1800	0.98522	1773.399015	-2573.6010	3	894.961
2	1800	1800	0.97066	1747.191148	-826.4098	Tiempo	2.4801
3	1800	1800	0.95632	1721.370589	894.9608	Meses	2
4	1800	1800	0.94218	1695.931615	2590.8924	Días	6
5	1800	1800	0.92826	1670.868586	4261.7610		
6	1800	1800	0.91454	1646.175947	5907.9369		
7	1800	1800	0.90103	1621.848223	7529.7851		
8	1800	1800	0.88771	1597.880023	9127.6651		
9	1800	1800	0.87459	1574.266032	10701.9312		
10	1800	1800	0.86167	1551.001017	12252.9322		
11	1800	1800	0.84893	1528.07982	13781.0120		
12	1800	1800	0.83639	1505.497359	15286.5094		
13	1800	1800	0.82403	1483.24863	16769.7580		
14	1800	1800	0.81185	1461.328699	18231.0867		
15	1800	1800	0.79985	1439.732709	19670.8194		
16	1800	1800	0.78803	1418.455871	21089.2753		
17	1800	1800	0.77639	1397.493469	22486.7688		
18	1800	1800	0.76491	1376.840856	23863.6096		
19	1800	1800	0.75361	1356.493454	25220.1031		
20	1800	1800	0.74247	1336.446753	26556.5498		

Tabla N°30: Datos y Resultados del Flujo de Caja en Excel

Fuente: Propia

Capítulo IV

DISCUSION

IV. DISCUSIÓN

Las entrevistas realizadas ayudaron a determinar la necesidad de la empresa involucrada reportando el interés por parte del personal en los diferentes aspectos como dimensiones y capacidad mínima de pelado. Asimismo, las normativas y recomendaciones de diseño orientaron la forma final del equipo y los rangos de ciertos parámetros importantes en el diseño desarrollado. Este proceso resultó ser importante para aislar el problema que poseía la empresa y que el trabajo pretende resolver. Asimismo, este paso previo permitió la obtención de los datos iniciales para los siguientes pasos: diseño conceptual, de configuración y paramétrico. En ninguno de los trabajos previos (Ge Xinfeng, 2015; Patil et al. 2013; Ahmat et al. 2013, Songsermpong y Jittanit, 2010; Dehui, 2015) se observa estos pasos previos. En todos los casos mencionados los trabajos se inician directamente en el diseño expresando en forma general el problema. Por tanto, estos pasos iniciales de entrevistas y búsqueda concienzuda de normativa representan un aporte a este caso específico de diseño.

De los autores mencionados como antecedentes solamente Ahmat et. al. (2014) es el único que menciona ligeramente haberse basado en una metodología de diseño, la de Paul y Beitz. Sin embargo, en ningún momento se demuestra el uso de la metodología en el trabajo de investigación. La secuencia de diseño usada detalladamente en este trabajo basada en Eggert (2014) y Dieter y Schmidt (2016): diseño conceptual, diseño de configuración, diseño paramétrico, diseño de selección y diseño de detalle, mostro su gran utilidad en cada etapa debido a la facilidad con que permite que se tomen decisiones.

Una novedad que presenta el presente trabajo es la incorporación de un nuevo diseño propio de elementos de corte, el cual pretende ayudar a la automatización y descarga de cascara. Este diseño uso como base el trabajo de Xifeng (2015) el cual fue modificado en base a las recomendaciones y dificultades halladas en los otros diseños de cuchillas. En este nuevo diseño se parametrizo el ángulo de cuña y el espesor de las cuchillas usando ANSYS,

lo que permitió optimizar estas variables. Se pudo observar que el diseño es prometedor en cuanto a su factor de seguridad y ángulo de cuña.

En el análisis económico se incluyeron técnicas tradicionales de la ingeniería económica resultando en todos los casos favorable al diseño y fabricación de la maquina: VAN de +894.96 con periodo de retorno 12 meses, el TIR (11.68%) es mayor que la tasa de interés bancaria (2 %) lo que demuestra que la inversión es atractiva. Se refuerza la idea de una buena rentabilidad económica. Asimismo, el R.O.I resultó ser de 2 meses y 6 días lo cual es bastante rápido considerando que se trata de una maquina mediana. Aun en este caso, el presente trabajo, a pesar de realizar un análisis económico de rutina no encuentra equivalente en los trabajos que le anteceden. Esto indica que el presente trabajo presenta un panorama bastante completo de diseño de ingeniería formal.

Capítulo V

CONCLUSIONES

5. CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos de este proyecto de tesis se concluyen lo siguiente:

Para la identificación de las necesidades de la empresa CANAI SAC, para el pelado de caña azúcar, fue necesario realizar una entrevista al gerente de la presentada empresa, donde se pudo recolectar una serie de importantes datos como los costos en mano de obra actuales que ascienden a 5400 S. /mes para el pelado manual, pero con la implementación de una maquina peladora se reducirá a 1800 S. /mes. Además, establecer los requerimientos de las dimensiones de la caña como; longitud: 1000mm, diámetro: 35mm y espesor de cascara de 2mm.

Para el diseño de la maquina peladora de cañas de azúcar, fue necesario identificar las normas y códigos con los cuales se deben diseñar los elementos de dicha máquina, trabajando con las normas ASTM, AISI, ANSI y IEC.

La selección del diseño conceptual a través de la matriz de selección ponderada permitió conocer y evaluar con mucha facilidad las ventajas y desventajas de los seis conceptos presentados.

Para el desarrollo eficaz de la máquina fue necesario realizar un diseño de configuración de la posición del motor con el sistema de transmisión, considerando criterios importantes como: seguridad, mantenimiento, estabilidad y costo; con la finalidad de encontrar la configuración que cumpla de manera sencilla y práctica con las funciones deseadas. Luego se precisaron las dimensiones generales de la máquina, teniendo como medidas: un largo de 1.120 metros, 1.116 metro de alto y 0.621 m de anchura. En resumen, el paso de diseño de configuración aun cuando parece obvio es muy útil y necesario.

Se determinó un factor de seguridad por fatiga de 4.5 en el cambio de sección del eje, y un factor de seguridad de 15 para la cuchilla; brindando así las limitaciones de selección del material. Finalmente se optó por el acero AISI 316L para la cuchilla, por ser un material resistente a las cargas dinámicas y

resistente a la corrosión, y un acero AISI 1045 para el eje con un diámetro de 12.7 y un cambio de sección de 34.9 a 25.4mm.

Los resultados obtenidos de la Interfaz Gráfica de Usuario (GUI) presentan similitud con el cálculo de escritorio realizado y las soluciones de las simulaciones de ANSYS fueron los esperados. Cualquier desviación de los valores analíticos (GUI-MATLAB) de los valores simulados (MEF-ANSYS) se puede atribuir a la diferencia en las hipótesis simplificadoras realizadas en el cálculo analítico (Mecánica de Sólidos Rígidos) respecto de la simulación (Mecánica de Sólidos Deformables).

Se seleccionaron los componentes estándar de la máquina peladora de caña de azúcar óptima como; el motor eléctrico marca WEB con una potencia de 3/4 HP a 925 RPM; engranaje helicoidales con 48 y 12 dientes con un pitch diámetro de 1.5 y 6 pulgadas; interruptor termomagnético SICA bipolar de 3A para protección de los equipos, interruptor diferencial SICA de 10mA para la protección humana, sistema de transmisión de cadenas ANSI 35 Tipo A con catarinas de 19,112 y 48 dientes y 62.7, 345.1, 102.3, 151.1 mm de diámetro; con rodamientos rígidos de bolas con designación 6001 SKF del mismo diámetro del eje.

Se realizaron los planos de fabricación de la máquina peladora de caña, mediante el software solidworks, permitiendo detallar las dimensiones principales del diseño de la máquina.

El diseño de la máquina peladora de caña tiene una inversión económica de 4347.00 s./, con un beneficio económico de 1800.00 s./ mes, obteniendo un retorno operacional de la inversión de 2.4 meses. También se determinó la viabilidad del diseño a través de las herramientas financieras, obteniendo un VAN positivo de 894.96 y un TIR de 11.68%, resultando valores aceptables para el presente proyecto.

Capítulo VI

RECOMENDACIONES

6.RECOMENDACIONES

Se recomienda realizar las inversiones necesarias para obtener el diseño óptimo de la maquina peladora de caña, así como el beneficio económico.

Se recomienda realizar un análisis de cimentación y vibración para la instalación de la máquina peladora de cañas y de esta manera evitar la vibración natural.

Se recomienda implementar un plan de mantenimiento correctivo y preventivo para mantener en buena operación a la maquina peladora de cañas.

Capacitar al personal que operara la máquina peladora de cañas, indicando las normas de seguridad a tener en cuenta.

Realizar un diagrama de Gantt en función de las particularidades tecnológicas, técnicas de los sistemas a ser instalados.

Capítulo VI

REFERENCIAS

7.REFERENCIAS

Ahmat et al. (2013). “Sugarcane Bark/Skin Peeling Machine” University Tun Hussein Onn Malaysia (Johor - Malaysia).

Alarcón Ramos, J. Z. (2013). Estudio de la Factibilidad Para la Producción y Comercialización. Obtenido de <http://repositorio.utp.edu.co>

Alvarez, C. G. (2012). La Industria Azúcarera en el Perú. Obtenido de <https://www.academia.edu>

Chao, W. P. Z. W. L., & Zaiqing, J. (2012). Experiment of Peeling and Cutting Characteristics for Sugarcane. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, S1.

Ge Xinfeng . (2015). “Design of Sugarcane Peeling Machine” Advance Journal of Food Science and Technology. Universidad de Xuchang, de China. Facultad de ingeniería, Escuela de Ingeniería de Información y Electrónica (EIE).

Gonzales, Rogrigo. (2012). Matriz de Pugh. *Ayuda a la toma de decisiones*. [En línea] 20 de Noviembre de 2012. [Citado el: 1 de Junio de 2016.] <http://www.pdcahome.com/2569/matriz-de-pugh-ayuda-a-la-toma-de-decisiones/>.

Herrera, Javier. (2013). Maquinas Peladoras Industriales . [En línea] 23 de Octubre de 2013. [Citado el: 25 de 6 de 2016.] <https://prezi.com/nnmogxowvybv/peladoras-industriales/>.

Herrera, X. (2013). Peladoras Industriales. Obtenido de <https://prezi.com>

Mantenimiento Tafesa. (2014). Peladora de Cañas. Obtenido de <http://mantenimientostafesa.blogspot.pe>

Melgar, M., Meneses, A., Orozco, H., Perez, O., & Espinosa, R. (1992). Cengicaña. Obtenido de [file:///C:/Users/USER/Downloads/Dialnet-ElCultivoDeLaCanaDeAzucarEnGuatemala-572719%20\(1\).pdf](file:///C:/Users/USER/Downloads/Dialnet-ElCultivoDeLaCanaDeAzucarEnGuatemala-572719%20(1).pdf)

Mena y Jácome (2015). “Diseño y construcción de una maquina peladora de papas con capacidad de 100Kg/h”. Universidad Politécnica Salesiana, Ecuador, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica (EIM)

Muro, José. (2010). Dirección General de Competitividad Agraria. *Caña de Azúcar*. [En línea] 15 de Enero de 2010. [Citado el: 24 de Junio de 2016.]

http://agroaldia.minag.gob.pe/biblioteca/download/pdf/agroeconomia/agroeconomia_canaazucar.pdf

Tagare et al. (2013). VS, M. T., & SD, M. W. Design and manufacturing of sugar cane peeling machine.

Rodríguez, Sara. (2005). Predicción de vida remanente en ejes de masa superior de molino de caña. [En línea] 25 de Octubre de 2005. [Citado el: 26 de Junio de 2016.] http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0120-56092006000100010.

Songsermpong y Jittanit. (2010). “Comparación de pelar, prensando y concentración de métodos para la producción de jugo de caña”. Universidad de Kasetsart (Bangkok, Tailandia)

Sowell, Tomas. (2013). Economía Basica . España : Deusto SA, 2013. 9788423412648.

Tagare, Patil, Talaskar, & Wadar. (2013). Diseño y Construcción de la Máquina Peladora de Cañas. Revista Internacional de Investigación Científica y Técnica Avanzada, 70-83

Viveros Valens, C. A., Baena García, D., Salazar Villareal, F., López, L. O., K., V., & L., J. (2014). Características de la Caña de Azúcar. Obtenido de <http://www.scielo.org.co>

VIII. ANEXOS

Anexo No.1: Formato de Entrevista Vacío

ENTREVISTA DE NECESIDADES DE UNA MÁQUINA PELADORA DE CAÑAS DE AZÚCAR

ALUMNO: Reyna Rodríguez Miguel Ángel

UNIVERSIDAD: César Vallejo

ESCUELA: Ingeniería Mecánica Eléctrica

TESIS: Diseño de una Máquina Peladora de Cañas de Azúcar
Cubana Amarilla de 300 kg/h para la Empresa CANAI S.A.C

EMPRESA: CANAI S.A.C

UBICACIÓN: Km 39 Carretera a Otuzco, Caserío Shirán, Distrito de Poroto,
Provincia Trujillo

- 1. ¿Cuál es el volumen de caña que usted procesa diario y semanalmente en la actualidad?**

.....
.....
.....

- 2. ¿Cuántos operarios se dedican a las labores de el pelado de caña manual?**

.....
.....
.....

- 3. ¿Según su opinión, que dificultades presenta el pelado de caña manual?**

-
.....
.....
4. **¿Cuáles son los rangos de diámetros y longitudes de cañas que se manejan en la empresa?**

-
.....
.....
5. **¿Tiene conocimiento de alguna normativa de salud o inocuidad para el pelado o procesamiento de caña respecto de materiales, procedimientos u otro aspecto de este rubro de producción?**

-
.....
.....
6. **¿Estaría interesado en poseer una máquina peladora de cañas de azúcar? ¿qué características quiere que tenga la máquina? (Ejemplo: Mecánica, Semi-automática, automática)**

-
.....
.....
7. **¿Qué volumen de procesamiento diario/semanal desearía alcanzar con una máquina peladora de caña?**

-
.....
.....
8. **¿Qué características debería tener el producto final (i.e., caña pelada) para considerarse satisfactorio (“caña bien pelada”)? (Ejemplo: Textura, Cantidad de pulpa sana desperdiciada, etc.)**

.....
.....
.....
.....

9. ¿Qué espacio de trabajo podría brindarle a esta nueva máquina (Ejemplo: 5mx6mx7m)?

.....
.....
.....
.....

10. ¿Cuánto estaría dispuesto a pagar por esta máquina peladora de cañas de azúcar?

.....
.....
.....
.....

11. ¿En cuánto tiempo piensa que podría recuperar la inversión de comprar una maquina peladora de cañas de azúcar?

.....
.....
.....
.....

12. Existen diferentes modelos artesanales de peladoras de caña, ¿conoce algunas junto con sus ventajas y desventajas?

.....
.....
.....
.....

Anexo No.2: Resultados de la entrevista

ENTREVISTA DE NECESIDADES DE UNA MÁQUINA PELADORA DE CAÑAS DE AZÚCAR

ENTREVISTADO: Ing. José Luis Gonzales Reyna
CARGO : Gerente Comercial
EMPRESA: CANAI S.A.C
UBICACIÓN: Km 39 Carretera a Otuzco, Caserío Shirán, Distrito de Poroto, Provincia Trujillo
BACHILLER: Reyna Rodríguez Miguel Ángel
UNIVERSIDAD: Cesar Vallejo
ESCUELA: Ingeniería Mecánica Eléctrica
TESIS: Diseño de una Máquina Peladora de Cañas de Azúcar Cubana Amarilla de 300 kg/h para la Empresa CANAI S.A.C

1 ¿Cuál es el volumen de caña que usted procesa diario y semanalmente en la actualidad?

- el promedio de volumen de caña pelado es de 2000 a 2100 kg por día, que a la semana viene ser un promedio de 14000 kg

2 ¿Cuántos operarios se dedican a las labores del pelado de caña manual?

- Cuento con 10 operarios para pelado de caña.

3 ¿Según su opinión, que dificultades presenta el pelado de caña manual?

- He notado que los operarios mucho lo ensucian la caña, hay déficit en la parte de avance en el pelado.

4 ¿Cuáles son los rangos de diámetros y longitudes de cañas que se manejan en la empresa?

- El promedio de la caña es de 3 a 3.5cm de diámetro y de 100 cm de longitud

5 ¿Tiene conocimiento de alguna normativa de salud o inocuidad para el pelado o procesamiento de caña respecto de materiales, procedimientos u otro aspecto de este rubro de producción?

- Sí, mi producto cuenta con una norma de registro sanitario porque es un producto de alimento industrial, también sé que el material requerido para mi pelado de caña debe ser de acero inoxidable. La norma técnica peruana 098 minsa/digesa
-

6 ¿Estaría interesado en poseer una máquina peladora de cañas de azúcar? ¿qué características quiere que tenga la máquina? (Ejemplo: Mecánica, Semi-automática, automática)

- Sí, quiero que sea semi-automática.

7 ¿Qué volumen de procesamiento diario/semanal desearía alcanzar con una máquina peladora de caña?

- El volumen que quiero alcanzar es de 15000 kg semanalmente.

8 ¿Qué características debería tener el producto final (i.e., caña pelada) para considerarse satisfactorio (“caña bien pelada”)? (Ejemplo: Textura, Cantidad de pulpa sana desperdiciada, etc.)

- desearía que la caña sea pelada por completo sin dejar cascara y que no sea muy desperdiciada al momento de pelar, que no disminuya la cantidad de pulpa.

9 ¿Qué espacio de trabajo podría brindarle a esta nueva máquina (Ejemplo: 5mx6mx7m)?

- El espacio es suficiente para la máquina, Cuento con un espacio de aproximadamente de 10 m2.

10 ¿Cuánto estaría dispuesto a pagar por esta máquina peladora de cañas de azúcar?

- Estaría dispuesto a pagar 20,000 soles.

11 ¿En cuánto tiempo piensa que podría recuperar la inversión de comprar una maquina peladora de cañas de azúcar?

- En seis meses

12 ¿Existen diferentes modelos artesanales de peladoras de caña, ¿conoce algunas junto con sus ventajas y desventajas?

- No conozco ninguna, en mi empresa se pela con cuchillos manualmente, y una de las desventajas es que es muy extremadamente agotador ya que se emplea mucho esfuerzo.

ENTREVISTA DE NECESIDADES DE UNA MÁQUINA PELADORA DE CAÑAS DE AZÚCAR

ENTREVISTADO: Dani Flores Rojas
CARGO : Operario
EMPRESA: CANAI S.A.C
UBICACIÓN: Km 39 Carretera a Otuzco, Caserío Shirán, Distrito de Poroto, Provincia Trujillo
BACHILLER: Reyna Rodríguez Miguel Ángel
UNIVERSIDAD: Cesar Vallejo
ESCUELA: Ingeniería Mecánica Eléctrica
TESIS: Diseño de una Máquina Peladora de Cañas de Azúcar Cubana Amarilla de 300 kg/h para la Empresa CANAI S.A.C

1 ¿Cuál es el volumen de caña que usted procesa diario y semanalmente en la actualidad?

- Sin lavar la caña, yo esto pelando 40 kg.

2 ¿Cuántos operarios se dedican a las labores de el pelado de caña manual?

- 10 operarios somos.

3 ¿Según su opinión, que dificultades presenta el pelado de caña manual?

- No podemos pelar con facilidad porque le ensuciamos las cañas.

4 ¿Cuáles son los rangos de diámetros y longitudes de cañas que se manejan en la empresa?

- La longitud de la caña es de 1 metro y de 3.5cm de diámetro.

5 ¿Tiene conocimiento de alguna normativa de salud o inocuidad para el pelado o procesamiento de caña respecto de materiales, procedimientos u otro aspecto de este rubro de producción?

- No tengo.

6 ¿Estaría interesado en poseer una máquina peladora de cañas de azúcar? ¿qué características quiere que tenga la máquina? (Ejemplo: Mecánica, Semi-automática, automática)

- Sería la maquina mecánica.

7 ¿Qué volumen de procesamiento diario/semanal desearía alcanzar con una máquina peladora de caña?

- Quiero que la maquina produzca todo el pelado actual.

8 ¿Qué características debería tener el producto final (i.e., caña pelada) para considerarse satisfactorio (“caña bien pelada”)? (Ejemplo: Textura, Cantidad de pulpa sana desperdiciada, etc.)

- Debe pelarlo bien, para ya no limpiarlo de nuevo.

9 ¿Qué espacio de trabajo podría brindarle a esta nueva máquina (Ejemplo: 5mx6mx7m)?

- El espacio debería ser de acuerdo a la máquina.

10 ¿Cuánto estaría dispuesto a pagar por esta máquina peladora de cañas de azúcar?

- No tengo idea.

11 ¿En cuánto tiempo piensa que podría recuperar la inversión de comprar una maquina peladora de cañas de azúcar?

- No lo sé.

12 ¿Existen diferentes modelos artesanales de peladoras de caña, ¿conoce algunas junto con sus ventajas y desventajas?

- No conozco.

ENTREVISTA DE NECESIDADES DE UNA MÁQUINA PELADORA DE CAÑAS DE AZÚCAR

ENTREVISTADO: Daniel Rodríguez Basilio
CARGO : Jefe de Producción
EMPRESA: CANAI S.A.C
UBICACIÓN: Km 39 Carretera a Otuzco, Caserío Shirán, Distrito de Poroto, Provincia Trujillo
BACHILLER: Reyna Rodríguez Miguel Ángel
UNIVERSIDAD: Cesar Vallejo
ESCUELA: Ingeniería Mecánica Eléctrica
TESIS: Diseño de una Máquina Peladora de Cañas de Azúcar Cubana Amarilla de 300 kg/h para la Empresa CANAI S.A.C

1 ¿Cuál es el volumen de caña que usted procesa diario y semanalmente en la actualidad?

- Semanalmente procesamos 14000 a 14500 kg.

2 ¿Cuántos operarios se dedican a las labores de el pelado de caña manual?

- Contamos con 11 operarios.

3 ¿Según su opinión, que dificultades presenta el pelado de caña manual?

- Demora en el pelado. Mucha mano de obra.

4 ¿Cuáles son los rangos de diámetros y longitudes de cañas que se manejan en la empresa?

- El diámetro de la caña es un promedio de 3 a 3.5 cm y de 1 metro de longitud.

5 ¿Tiene conocimiento de alguna normativa de salud o inocuidad para el pelado o procesamiento de caña respecto de materiales, procedimientos u otro aspecto de este rubro de producción?

- Si, usamos la norma técnica peruana 098 minsa/digesa

6 ¿Estaría interesado en poseer una máquina peladora de cañas de azúcar? ¿qué características quiere que tenga la máquina? (Ejemplo: Mecánica, Semi-automática, automática)

- Sería una maquina automática.

7 ¿Qué volumen de procesamiento diario/semanal desearía alcanzar con una máquina peladora de caña?

- Deseamos alcanzar con 300 kg diarios..

8 ¿Qué características debería tener el producto final (i.e., caña pelada) para considerarse satisfactorio (“caña bien pelada”)? (Ejemplo: Textura, Cantidad de pulpa sana desperdiciada, etc.)

- La caña debe ser pelada por completo sin ensuciar.

9 ¿Qué espacio de trabajo podría brindarle a esta nueva máquina (Ejemplo: 5mx6mx7m)?

- El espacio que contamos es un promedio de 13 m2.

10 ¿Cuánto estaría dispuesto a pagar por esta máquina peladora de cañas de azúcar?

- Según la empresa estaría dispuesto unos 15000 a 20000 soles.

11 ¿En cuánto tiempo piensa que podría recuperar la inversión de comprar una maquina peladora de cañas de azúcar?

- La empresa está haciendo el estudio, no tengo idea.

12 ¿Existen diferentes modelos artesanales de peladoras de caña, ¿conoce algunas junto con sus ventajas y desventajas?

- Si conozco, pero las maquinas que existen no pelan por completo las cañas.

ENTREVISTA DE NECESIDADES DE UNA MÁQUINA PELADORA DE CAÑAS DE AZÚCAR

ENTREVISTADO: Jorge Fernández Basilio
CARGO : Operario
EMPRESA: CANAI S.A.C
UBICACIÓN: Km 39 Carretera a Otuzco, Caserío Shirán, Distrito de Poroto, Provincia Trujillo
BACHILLER: Reyna Rodríguez Miguel Ángel
UNIVERSIDAD: Cesar Vallejo
ESCUELA: Ingeniería Mecánica Eléctrica
TESIS: Diseño de una Máquina Peladora de Cañas de Azúcar Cubana Amarilla de 300 kg/h para la Empresa CANAI S.A.C

1 ¿Cuál es el volumen de caña que usted procesa diario y semanalmente en la actualidad?

- 2000 kg diariamente y 14000kg a la semana en promedio.

2 ¿Cuántos operarios se dedican a las labores del pelado de caña manual?

- Nos dedicamos solo al pelado 11 operarios.

3 ¿Según su opinión, que dificultades presenta el pelado de caña manual?

- Mucho lo ensuciamos la caña, porque nuestras manos están sucias por la misma cascara y estamos en contacto directamente con la caña pelada.

4 ¿Cuáles son los rangos de diámetros y longitudes de cañas que se manejan en la empresa?

- Es de aproximadamente de 3 cm de diámetro y de 1 metro de largo.

5 ¿Tiene conocimiento de alguna normativa de salud o inocuidad para el pelado o procesamiento de caña respecto de materiales, procedimientos u otro aspecto de este rubro de producción?

- No tengo.

6 ¿Estaría interesado en poseer una máquina peladora de cañas de azúcar? ¿qué características quiere que tenga la máquina? (Ejemplo: Mecánica, Semi-automática, automática)

- Nos gustaría una maquina automática.

7 ¿Qué volumen de procesamiento diario/semanal desearía alcanzar con una máquina peladora de caña?

- Desearía que la maquina produzca unos 350 kg por dia.

8 ¿Qué características debería tener el producto final (i.e., caña pelada) para considerarse satisfactorio (“caña bien pelada”)? (Ejemplo: Textura, Cantidad de pulpa sana desperdiciada, etc.)

- La caña debe tener la mayor pulpa posible, de eso depende la producción.

9 ¿Qué espacio de trabajo podría brindarle a esta nueva máquina (Ejemplo: 5mx6mx7m)?

- Un espacio de 7mx8m

10 ¿Cuánto estaría dispuesto a pagar por esta máquina peladora de cañas de azúcar?

- No tengo idea.

11 ¿En cuánto tiempo piensa que podría recuperar la inversión de comprar una maquina peladora de cañas de azúcar?

- No lo sé, depende de la empresa.

12 ¿Existen diferentes modelos artesanales de peladoras de caña, ¿conoce algunas junto con sus ventajas y desventajas?

- No conozco.

ENTREVISTA DE NECESIDADES DE UNA MÁQUINA PELADORA DE CAÑAS DE AZÚCAR

ENTREVISTADO: Marcos Reyna Arenas
CARGO : Operario
EMPRESA: CANAI S.A.C
UBICACIÓN: Km 39 Carretera a Otuzco, Caserío Shirán, Distrito de Poroto, Provincia Trujillo
BACHILLER: Reyna Rodríguez Miguel Ángel
UNIVERSIDAD: Cesar Vallejo
ESCUELA: Ingeniería Mecánica Eléctrica
TESIS: Diseño de una Máquina Peladora de Cañas de Azúcar Cubana Amarilla de 300 kg/h para la Empresa CANAI S.A.C

1 ¿Cuál es el volumen de caña que usted procesa diario y semanalmente en la actualidad?

- Nosotros entre todos pelamos un promedio de 2100 kg por día.

2 ¿Cuántos operarios se dedican a las labores del pelado de caña manual?

- Somos 11 operarios para el pelado.

3 ¿Según su opinión, que dificultades presenta el pelado de caña manual?

- No podemos pelar con facilidad porque le ensuciamos las cañas.

4 ¿Cuáles son los rangos de diámetros y longitudes de cañas que se manejan en la empresa?

- La longitud de la caña es de 1 metro y de 3cm de diámetro masomenos.

5 ¿Tiene conocimiento de alguna normativa de salud o inocuidad para el pelado o procesamiento de caña respecto de materiales, procedimientos u otro aspecto de este rubro de producción?

- No tengo.

6 ¿Estaría interesado en poseer una máquina peladora de cañas de azúcar? ¿qué características quiere que tenga la máquina? (Ejemplo: Mecánica, Semi-automática, automática)

- Nos gustaría una maquina automática.

7 ¿Qué volumen de procesamiento diario/semanal desearía alcanzar con una máquina peladora de caña?

- Desearía que la maquina produzca unos 250 kg por día.

8 ¿Qué características debería tener el producto final (i.e., caña pelada) para considerarse satisfactorio (“caña bien pelada”)? (Ejemplo: Textura, Cantidad de pulpa sana desperdiciada, etc.)

- La caña debe ser bien pelada. Para que no salgan restos de cascaras en la pulpa a la hora de vender.

9 ¿Qué espacio de trabajo podría brindarle a esta nueva máquina (Ejemplo: 5mx6mx7m)?

- Un espacio mínimo.

10 ¿Cuánto estaría dispuesto a pagar por esta máquina peladora de cañas de azúcar?

- No tengo idea.

11 ¿En cuánto tiempo piensa que podría recuperar la inversión de comprar una maquina peladora de cañas de azúcar?

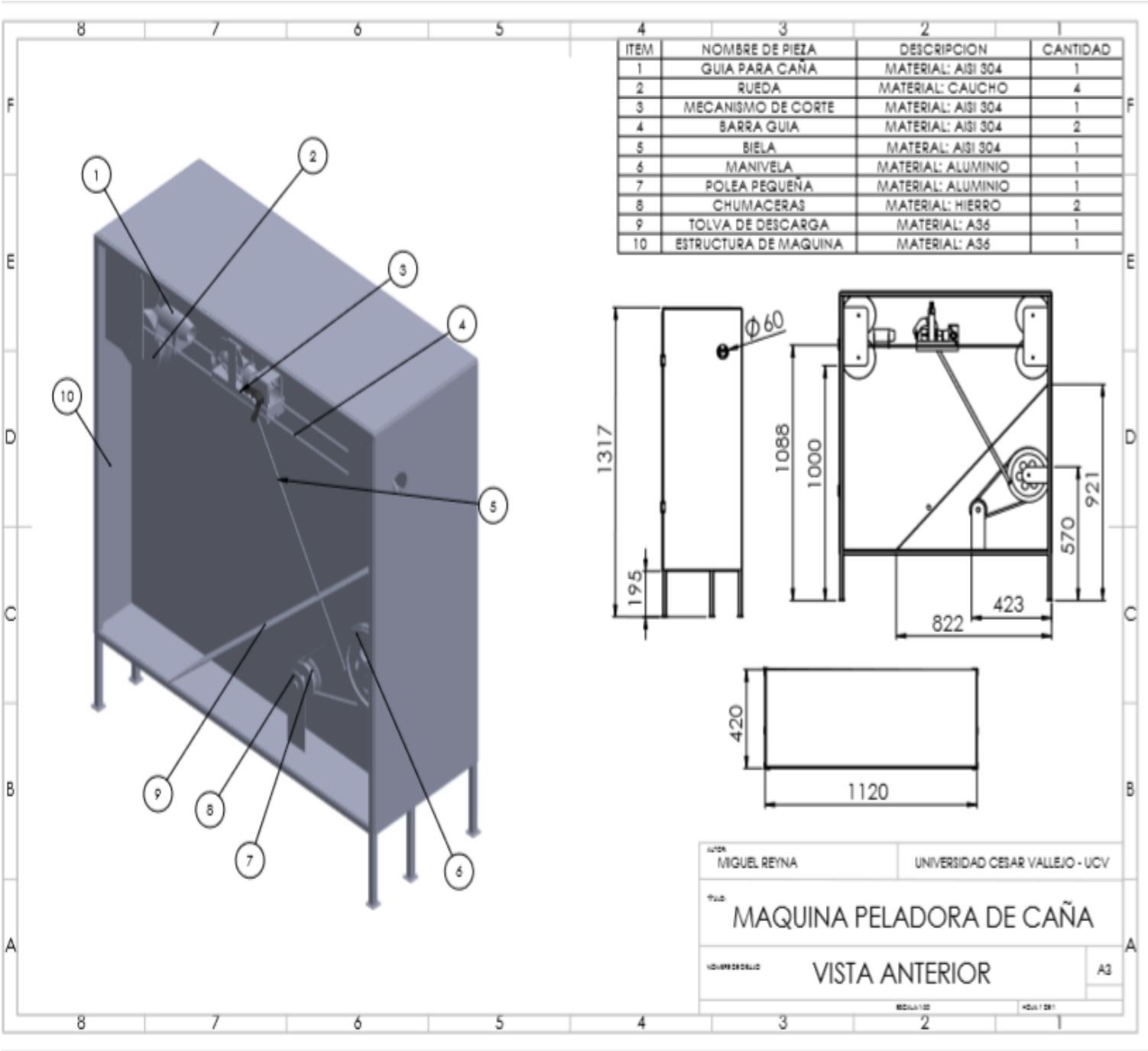
- No lo sé.

12 ¿Existen diferentes modelos artesanales de peladoras de caña, ¿conoce algunas junto con sus ventajas y desventajas?

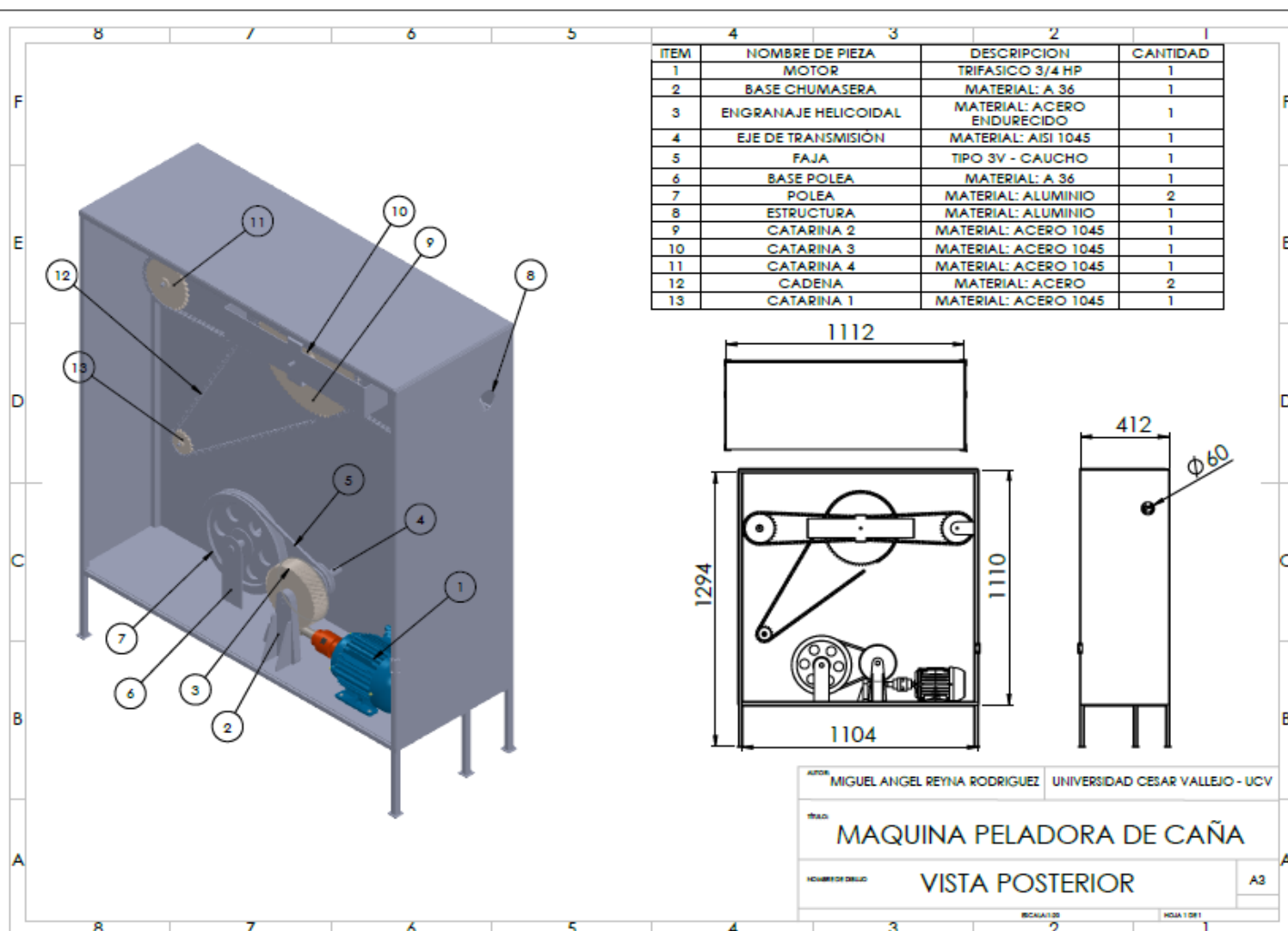
- No conozco.

Anexo N°3 PLANOS DE LA MAQUINA PELADORA DE CAÑAS DE AZÚCAR

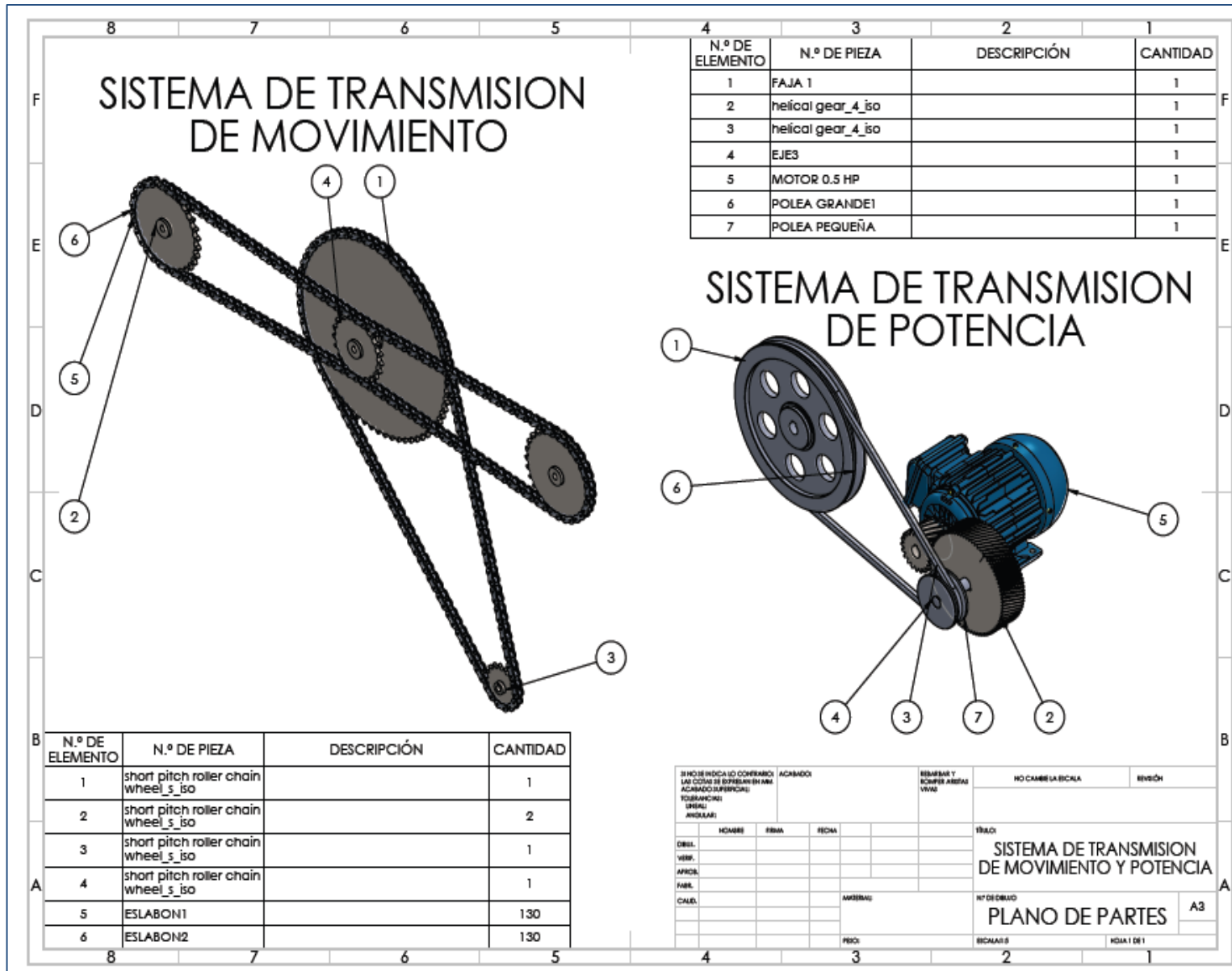
PLANO GENERAL (VISTA ANTERIOR)

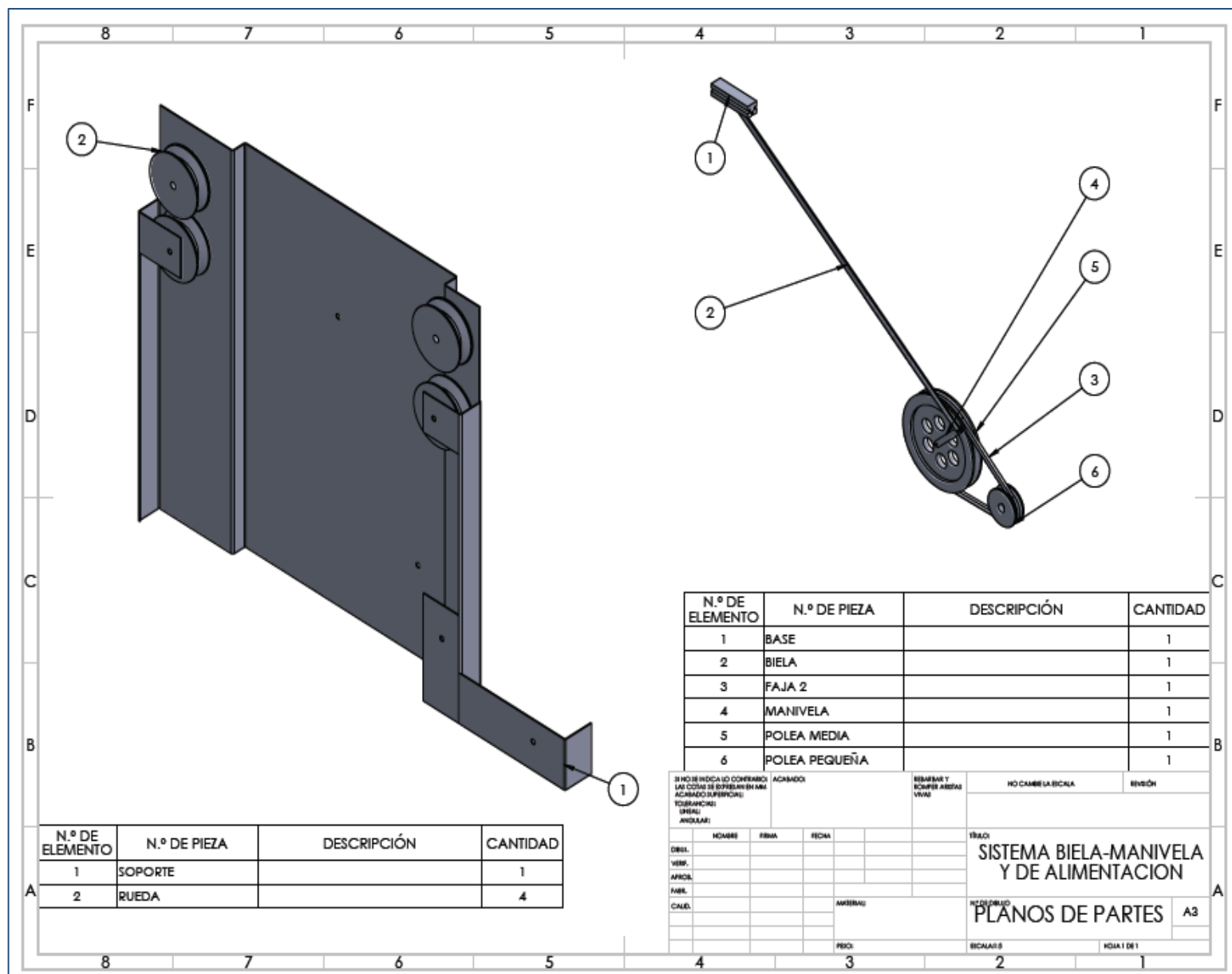


PLANO GENERAL (VISTA POSTERIOR)

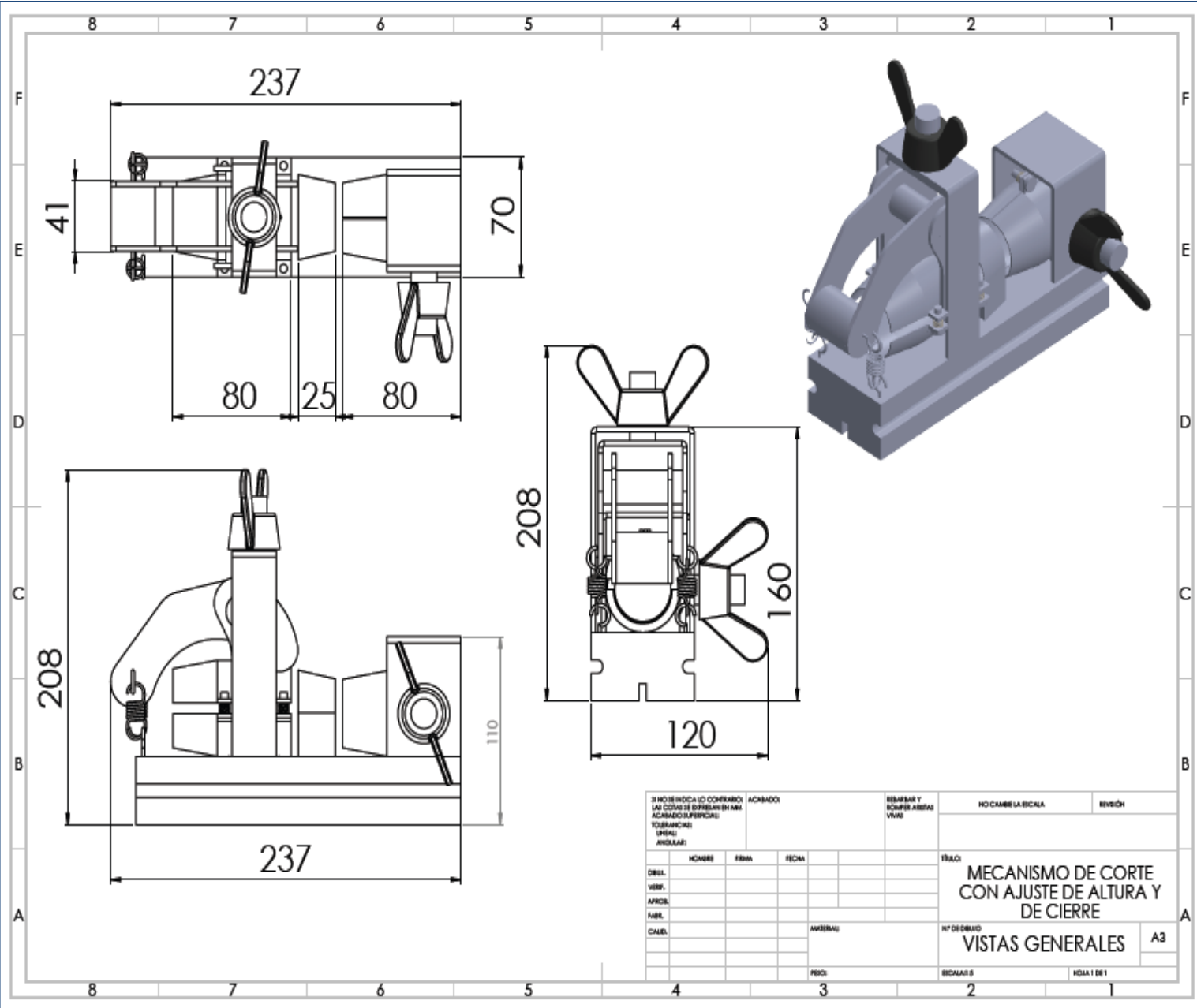


PARTES DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

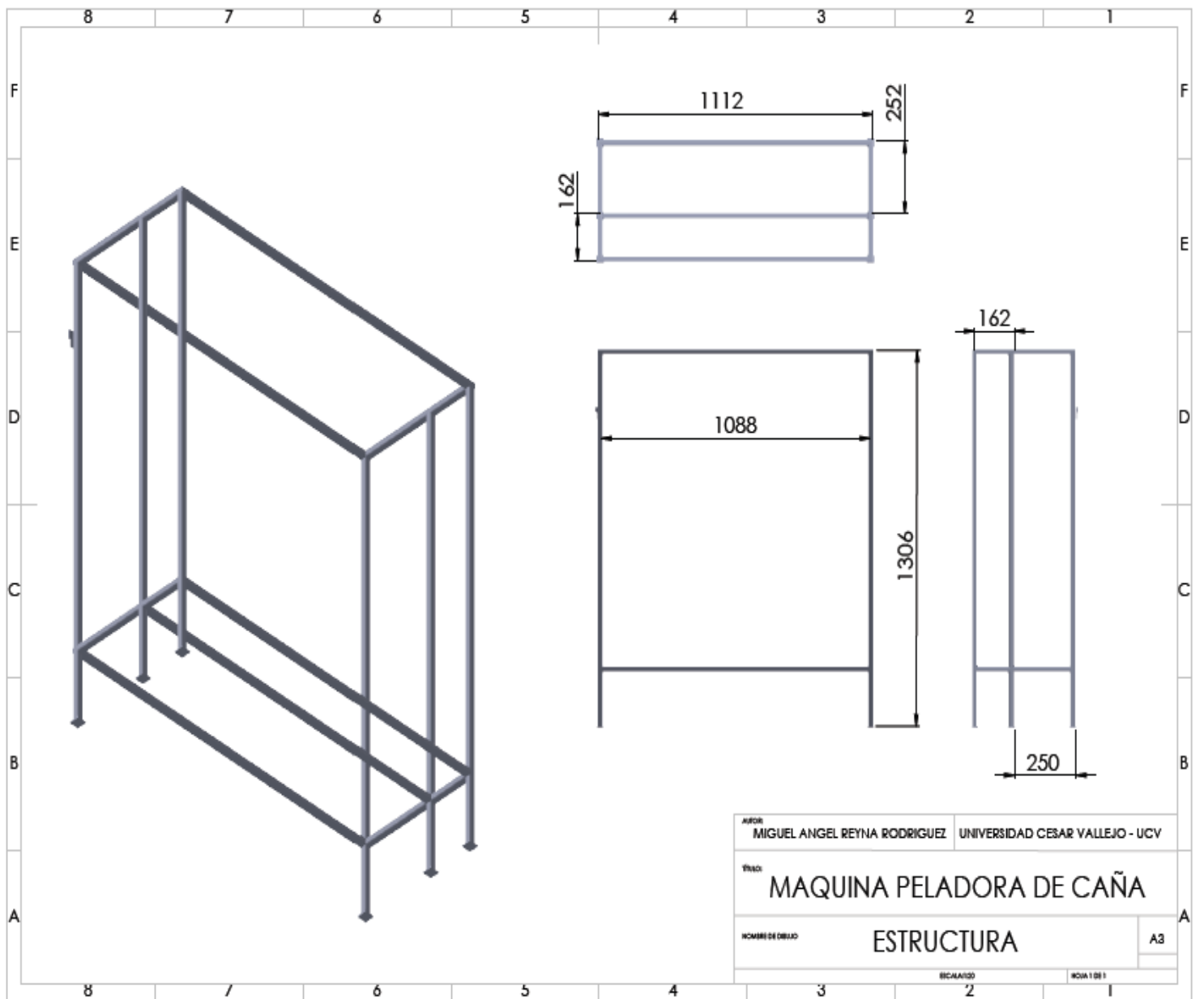




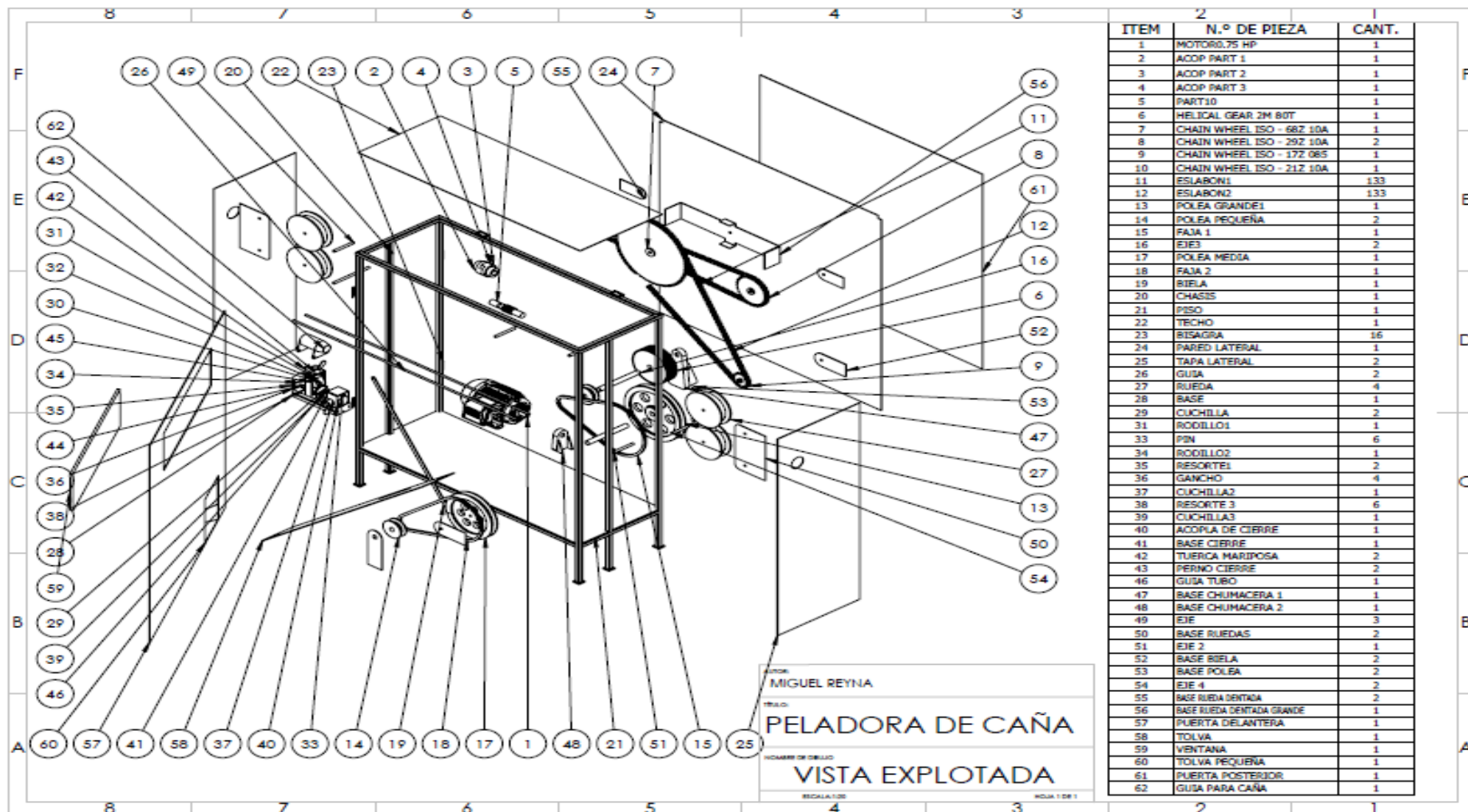
MECANISMO DE CORTE



ESTRUCTURA



PARTES DE LA MAQUINA PELADORA DE CAÑAS DE AZÚCAR



Anexo: 4 CATALOGO HELICAL GEARS N° H812R Y HS848R

ALL DIMENSIONS IN INCHES
ORDER BY CATALOG NUMBER OR ITEM CODE

No. of Teeth	Pitch Dia.	Bore	Hub		Keyway	Style See Page 323	RIGHT HAND		LEFT HAND	
			Dia.	Proj.			Catalog Number	Item Code	Catalog Number	Item Code
8							Face without Hubs = 1.000" -with Hubs = .750"			
TRANSVERSE DIAMETRAL PITCH							Overall Length = Face + Hub Proj.			
STEEL-HARDENED										
8	1.000	.500	-	-	1/8 x 1/16		H808R*	18066	H808L*	18064
10	1.250	.625	-	-			H810R*	18070	H810L*	18068
12	1.500	.750	-	-			H812R	18074	H812L	18072
16	2.000					A	H816R	18078	H816L	18076
20	2.500	.875	-	-	3/16 x 3/32		H820R	18082	H820L	18080
24	3.000						H824R	18086	H824L	18084
32	4.000						H832R	18090	H832L	18088
8	1.000	.500	.75	.50	1/8 x 1/16		HS808R*	18092	HS808L*	18094
10	1.250	.625	1.00	.50			HS810R*	18096	HS810L*	18098
12	1.500	.750	1.25	.50	3/16 x 3/32		HS812R*	18100	HS812L*	18102
16	2.000		1.62			A	HS816R	18104	HS816L	18106
20	2.500						HS820R	18108	HS820L	18110
24	3.000	1.000	2.00	.50	1/4 x 1/8		HS824R	18112	HS824L	18114
32	4.000						HS832R	18116	HS832L	18118
40	5.000						HS840R	18120	HS840L	18122
48	6.000		2.25				HS848R	18124	HS848L	18126

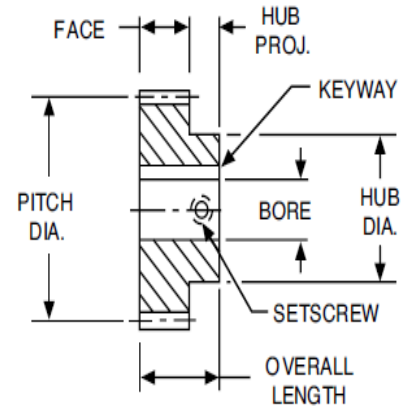


Fig. A 4.1 Paso diametral, Diámetro exterior e interior y el número de dientes de los Engranajes Helicoidales

Anexo N°5: MANUAL DE POLEAS Y CORREAS EN V INTERMEC

1 CANAL									
Ancho (F) = 17.5 mm									
Diámetro Exterior (D)		Referencia Polea	Ref. Buje	Hueco máximo con cuñero estándar (d)		Longitud del Buje en mm (L)	Diámetro del buje en mm (M)	Modelo	Peso sin Buje en Lb
pulg	mm			mm	pulg				
2.0	50	PQ 1-3V50	JA	25.4	1	27	50	T1	0.6
2.2	55	PQ 1-3V55	JA	25.4	1	27	50	T1	0.7
2.3	60	PQ 1-3V60	JA	25.4	1	27	50	T1	0.8
2.5	65	PQ 1-3V65	JA	25.4	1	27	50	T1	0.8
2.6	67	PQ 1-3V67	JA	25.4	1	27	50	T1	0.9
2.8	70	PQ 1-3V70	JA	25.4	1	27	50	T1	0.9
3.0	75	PQ 1-3V75	JA	25.4	1	27	50	T1	1.0
3.1	80	PQ 1-3V80	JA	25.4	1	27	50	T1	1.0
3.3	85	PQ 1-3V85	JA	25.4	1	27	50	T1	1.1
3.6	90	PQ 1-3V90	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	1.3
3.9	100	PQ 1-3V100	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	1.6
4.1	105	PQ 1-3V105	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	1.7
4.3	110	PQ 1-3V110	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.0
4.5	115	PQ 1-3V115	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.1
4.7	120	PQ 1-3V120	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.5
5.0	125	PQ 1-3V125	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.8
5.1	130	PQ 1-3V130	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.9
5.3	135	PQ 1-3V135	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.0
5.6	140	PQ 1-3V140	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.2
6.0	150	PQ 1-3V150	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.5
6.3	160	PQ 1-3V160	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.8
6.5	165	PQ 1-3V165	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.9
6.7	170	PQ 1-3V170	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	4.0
6.9	175	PQ 1-3V175	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	4.5
7.0	180	PQ 1-3V180	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T1	4.6
7.5	190	PQ 1-3V190	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T1	5.1
8.0	200	PQ 1-3V200	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T3	5.5
9.0	230	PQ 1-3V230	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T3	6.0
9.9	250	PQ 1-3V250	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T3	7.8
10.6	270	PQ 1-3V270	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T3	8.0
11.0	280	PQ 1-3V280	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	10.6
11.8	300	PQ 1-3V300	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	11.3

Fig. A5.1 Dimensiones y Diámetro exterior de la polea, hueco máximo del cuñero del buje

Anexo N°6: CATÁLOGO SKF POWER TRANSMISSION

Pitch		Number of teeth	Outside diameter OD	Type	Dimensions Bore stock		Bore Min.	Bore Max.	Hub H	L	Plate thickness t ₁	Mass kg	Designation	
mm	in.				mm	mm								
6,35	1/4	45	94,74	A	12,70	—	—	—	—	—	2,790	0,11	PHS 25-1A45	
			94,74	B	—	12,70	34,93	50,80	19,05	2,790	0,25	PHS 25-1B45		
		48	100,58	A	12,70	—	—	—	—	—	2,790	0,15	PHS 25-1A48	
			100,58	B	—	12,70	34,93	50,80	19,05	2,790	0,25	PHS 25-1B48		
		54	112,78	A	12,70	—	—	—	—	—	2,790	0,17	PHS 25-1A54	
			112,78	B	—	12,70	34,93	50,80	19,05	2,790	0,45	PHS 25-1B54		
		60	124,97	A	12,70	—	—	—	—	—	2,790	0,24	PHS 25-1A60	
			124,97	B	—	12,70	34,93	50,80	19,05	2,790	0,50	PHS 25-1B60		
		70	145,29	B	—	12,70	34,93	50,80	19,05	2,790	0,57	PHS 25-1B70		
		72	149,35	A	12,70	—	—	—	—	—	2,790	0,34	PHS 25-1A72	
			149,35	B	—	12,70	34,93	50,80	19,05	2,790	0,59	PHS 25-1B72		
9,53	3/8	8	28,70	B	—	9,53	9,53	19,05	19,05	4,270	0,03	PHS 35-1BH8		
		9	32,00	B	—	9,53	9,53	21,43	19,05	4,270	0,04	PHS 35-1BH9		
		10	35,05	B	—	9,53	14,29	24,61	19,05	4,270	0,06	PHS 35-1BH10		
		11	38,10	B	—	9,53	14,29	26,99	19,05	4,270	0,08	PHS 35-1BH11		
		12	41,40	B	—	12,70	14,29	30,96	19,05	4,270	0,09	PHS 35-1BH12		
		13	44,45	B	—	12,70	17,46	31,75	19,05	4,270	0,10	PHS 35-1BH13		
		14	47,50	B	—	12,70	22,23	31,75	19,05	4,270	0,11	PHS 35-1BH14		
		15	50,55	A	12,70	—	—	—	—	—	4,270	0,05	PHS 35-1A15	
			50,55	B	—	12,70	22,23	34,13	19,05	4,270	0,13	PHS 35-1BH15		
		16	53,59	A	12,70	—	—	—	—	—	4,270	0,05	PHS 35-1A16	
			53,59	B	—	12,70	23,81	37,31	19,05	4,270	0,16	PHS 35-1BH16		
		17	56,64	A	12,70	—	—	—	—	—	4,270	0,05	PHS 35-1A17	
			56,64	B	—	12,70	26,99	40,48	19,05	4,270	0,19	PHS 35-1BH17		
		18	59,69	A	12,70	—	—	—	—	—	4,270	0,06	PHS 35-1A18	
			59,69	B	—	12,70	30,16	43,66	19,05	4,270	0,22	PHS 35-1BH18		
		19	62,74	A	12,70	—	—	—	—	—	4,270	0,07	PHS 35-1A19	
					62,74	B	—	12,70	31,75	46,83	19,05	4,270	0,24	PHS 35-1BH19
		20	65,79	A	12,70	—	—	—	—	—	—	4,270	0,09	PHS 35-1A20
			65,79	B	—	12,70	33,34	49,21	19,05	4,270	0,27	PHS 35-1BH20		
		21	68,83	A	12,70	—	—	—	—	—	—	4,270	0,09	PHS 35-1A21
			68,83	B	—	12,70	34,93	50,80	22,23	4,270	0,36	PHS 35-1BH21		
		22	71,88	A	12,70	—	—	—	—	—	—	4,270	0,10	PHS 35-1A22
			71,88	B	—	12,70	34,93	50,80	22,23	4,270	0,36	PHS 35-1BH22		

Fig. A6.1 Numero de dientes, Diámetro exterior y el paso diametral de las Catarinas

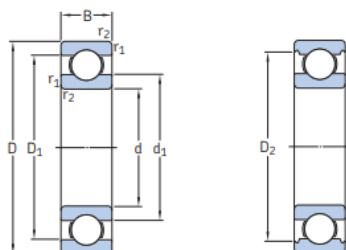
Anexo N° 7: VALORES SUGERIDOS DE LA VIDA NOMINAL DE ROLLINGS BEARINGS – SKF (Svenska Kullagerfabriken AB)

Guía de valores requeridos de vida nominal L10h para diferentes clases de máquinas	
Clases de máquinas	L10h horas de servicio
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos para uso médico.	300 a 3 000
Máquinas usadas intermitente o por cortos períodos: Máquinas-herramienta portátiles, aparatos elevadores para talleres, máquinas para la construcción.	3 000 a 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitentemente: Ascensores, grúas para mercancías embaladas.	8 000 a 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario no totalmente utilizadas: Transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos para uso industrial, machacadoras giratorias.	10 000 a 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: Máquinas-herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipo de imprenta, separadores y centrifugas.	20 000 a 30 000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: Cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil.	40 000 a 50 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para trasatlánticos.	60 000 a 100 000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, ventiladores y bombas para minas, rodamientos para la línea de eje de trasatlánticos.	> 100 000

Fig. A7.1 Vida Estimada Máxima para un Rodamiento

Anexo N° 8: CATALOGO DE RODAMIENTOS RÍGIDOS DE UNA SOLA HIERA DE BOLAS – SKF (Svenska Kullagerfabriken AB)


1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 12–22 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _d	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	—
12	21	5	1.74	0.915	0.039	70 000	43 000	0.0063	61801
	24	6	2.91	1.46	0.062	67 000	40 000	0.011	61901
	28	8	5.4	2.36	0.1	60 000	38 000	0.021	* 6001
	30	8	5.07	2.36	0.1	60 000	38 000	0.026	16101
	32	10	7.28	3.1	0.132	50 000	32 000	0.037	* 6201
	37	12	10.1	4.15	0.176	45 000	28 000	0.06	* 6301

Fig. A8.1 Carga Dinámica y Designación para un Rodamiento

Anexo N°9: TABLA DE MOTORES ELECTRICOS TRIFÁSICOS WEG (W22)


www.weg.net

W22 - IE3 Premium Efficiency

Potencia		Carcasa	Full Load Torque (kgfm)	Corriente con rotor trabado I _L /I _n	Par con rotor trabado T _b /T _n	Break-down Torque T _b /T _n	Momento de Inercia J (kgm ²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (Kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	400V						Corriente nominal I _n (A)
													% de la potencia nominal						
													Rendimiento			Factor de potencia			
								KW	HP				Caliente	Frio	50	75	100	50	

VI Polos

0,12	0,16	63	0,126	3,1	2,1	2,3	0,0007	30	66	7,8	43	925	50,0	55,0	57,7	0,40	0,50	0,59	0,509
0,18	0,25	71	0,195	3,2	2	2,1	0,0009	30	66	11,5	43	900	56,0	62,0	63,9	0,38	0,48	0,57	0,713
0,25	0,33	80	0,255	4,3	1,7	2,4	0,0029	25	55	12,0	43	955	63,6	68,5	68,8	0,47	0,60	0,71	0,739
0,37	0,5	80	0,390	4,5	1,9	2,1	0,0025	25	55	12,5	43	925	66,0	69,5	73,5	0,51	0,65	0,75	0,969
0,55	0,75	L80	0,567	5,1	2,9	3,1	0,0034	20	44	18,0	43	945	70,5	75,2	77,2	0,45	0,58	0,69	1,149
0,75	1	L90S	0,777	5,2	2,5	2,8	0,0066	31	68	22,0	45	940	76,5	79,0	79,0	0,49	0,62	0,71	1,93
1,1	1,5	100L	1,13	4,9	2	2,4	0,0110	32	70	30,0	44	945	80,5	81,0	81,0	0,51	0,65	0,73	2,69
1,5	2	100L	1,54	5,5	2,3	2,8	0,0143	31	68	32,0	44	950	81,5	82,5	82,5	0,49	0,62	0,71	3,70
2,2	3	112M	2,26	6,0	2,5	2,6	0,0257	26	57	45,0	52	950	83,0	84,5	84,5	0,53	0,64	0,72	5,22
3	4	132S	3,01	6,0	1,9	2,5	0,0566	28	62	72,0	53	970	85,0	85,8	85,8	0,52	0,65	0,73	6,91
4	5,5	132M	4,06	6,5	2,2	2,5	0,0566	30	66	74,0	53	960	86,0	86,8	86,8	0,53	0,66	0,74	8,99
5,5	7,5	132M/L	5,55	7,0	2,5	2,8	0,0755	26	57	80,0	52	965	86,5	88,0	88,0	0,50	0,64	0,72	12,5
7,5	10	160M	7,49	6,5	2,3	2,9	0,1492	20	44	122	56	975	89,3	90,3	90,7	0,63	0,74	0,81	14,7
9,2	12,5	160L	9,19	6,5	2,3	2,9	0,1756	18	40	137	56	975	90,0	90,6	91,0	0,64	0,75	0,81	18,0
11	15	160L	11,0	6,5	2,4	3	0,2111	16	35	143	56	975	90,0	90,8	91,2	0,62	0,74	0,81	21,5
15	20	180L	15,0	8,0	2,6	3,2	0,3240	10	22	193	56	975	91,3	91,7	92,0	0,65	0,78	0,84	28,0
18,5	25	200L	18,4	6,2	2,2	2,8	0,3961	19	42	223	60	980	91,7	92,3	92,5	0,65	0,76	0,82	35,2

Fig. A9.1 Selección de Motores Trifásicos WEG

**Anexo N°10: TABLA DE INTERRUPTORES AUTOMÁTICOS
TERMOMAGNÉTICOS SICALIMIT 3KA - DIN.**





Interruptores Automáticos Termomagnéticos

Limit 3kA

Intensidad (A)	Curva	Unipolar	Bipolar	Tripolar	Tetrapolar
1	C	782101	782201	782301	—
2	C	782102	782202	782302	—
3	C	782103	782203	782303	—
5	C	782105	782205	782305	782405
10	C	782110	782210	782310	782410
15	C	782115	782215	782315	782415
16	C	782116	782216	782316	782416
20	C	782120	782220	782320	782420
25	C	782125	782225	782325	782425
32	C	782132	782232	782332	782432
40	C	782140	782240	782340	782440
50	C	782150	782250	782350	782450
63	C	782163	782263	782363	782463
80	D	782180	782280	782380	782480
100	D	782100	782200	782300	782400

Fig. A10.1 Interruptor Termomagnético

Anexo N° 11: TABLA DE INTERRUPTORES AUTOMATICOS DIFERENCIALES
SICALIMIT 3KA - DIN.

Interruptores Automáticos Diferenciales			
Intensidad (A)	Sensibilidad	Bipolar	Tetrapolar
16	10 mA	784716	-----
25	10 mA	784725	-----
25	30 mA	785625	-----
40	30 mA	785640	785840
63	30 mA	785663	785863
63	300 mA	-----	787663



Fig. 11.1 Interruptor Diferencial

**Anexo N°12: TABLA DE FACTOR DE TEMPERATURA Kd-
SHIGLEY_8E_ESPAÑOL**

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Fig. A12.1 Factores de Temperatura

**Anexo N°13: TABLA DE FACTOR DE CONFIABILIDAD k_e –
SHIGLEY_8E_ESPAÑOL**

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fig. A13.1 Factores de Confiabilidad

Anexo N°14: CALCULO DE ESCRITORIO PARA EL DISEÑO DEL EJE

a) Calculo Para la Velocidad de corte.

Constantes.

$$\text{Prod} = 300 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{H}} \right)$$

$$a = 0.105 \text{ (m)}$$

$$d_{p1} = 0.120 \text{ (m)}$$

$$b = 0.685 \text{ (m)}$$

$$d_{p2} = 0.280 \text{ (m)}$$

$$c = 0.537 \text{ (m)}$$

$$d_{p3} = 0.120 \text{ (m)}$$

$$t = 0: 0.1: 2\pi \text{ (rad)}$$

$$d_{p4} = 0.230 \text{ (m)}$$

$$t_d = t \cdot 180/\pi \text{ (grados)}$$

$$d_{et} = 0.0375 \text{ (m)}$$

$$L_c = 1 \text{ (m)}$$

$$d_e = 0.1524 \text{ (m)}$$

$$P_c = 1 \text{ (Kg)}$$

$$d_{c1} = 0.2674 \text{ (m)}$$

$$n_m = 925 \text{ (rpm)}$$

$$d_{c2} = 0.34519 \text{ (m)}$$

$$\text{radio de la rueda} = 0.089 \text{ (m)}$$

$$d_{c3} = 0.10236 \text{ (m)}$$

$$F_c = 145 \text{ N}$$

$$d_{c4} = 0.15113 \text{ (m)}$$

a.1) Relación de Velocidades Poleas.

- Motor – Tornillo sin fin

$$n_m = n_t = 925 \text{ rpm}$$

- Tornillo sin fin – Engranaje helicoidal

$$n_e = n_t \cdot \frac{D_t}{D_e}$$

$$n_e = 925 \cdot \frac{0.0375}{0.1524} = 227.60 \text{ rpm}$$

- Polea 1 – Engranaje Helicoidal

$$n_{p1} = n_e = 227.60 \text{ rpm}$$

- Polea 1 – Polea 2

$$n_{p2} = 227 \cdot \frac{0.120}{0.280} = 97.28 \text{ rpm}$$

- Polea 2 – Polea 3

$$n_{p3} = n_{p2} = 97.28 \text{ rpm}$$

- Polea 3 – Polea 4

$$n_{p4} = n_{p3} * \frac{D_{p3}}{D_{p4}}$$

$$n_{p4} = 97.28 * \frac{0.120}{0.230} = 50.89 \text{ rpm}$$

- Velocidad angular de la polea 4

$$w_{p4} = n_{p4} * 2 * \frac{\pi}{60}$$

$$w_{p4} = 50.89 * 2 * \frac{\pi}{60} = 5.3296 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$$

a.2) Tiempo de corte de Caña

$$T_c = \frac{3600}{\text{prod} * P_c}$$

$$T_c = \frac{3600}{300\text{kg/h} * 1\text{m}} = 12\text{s}$$

a.3) Angulo de Posición de la Biela – Manivela

$$T_2 = a \cdot \sin * \frac{a \cdot \sin(t) - c}{b}$$

$$T_2 = 0.105 * \sin * \frac{0.105 * \sin(0:0.1:2 * \pi) - 0.537}{0.685}$$

a.4) Velocidad Angular del Mecanismo de Corte

$$W_b = \frac{a}{b} * \frac{\cos(t)}{\cos(t_2)} * w_{p4}$$

$$W_b = \frac{0.105}{0.685} * \frac{\cos(t)}{\cos(t_2)} * 5.3296$$

a.5) Velocidad Lineal del Mecanismo de Corte

$$V_b = -a * w_{p4} * \text{sen}(t) + b * w_b * \text{sen}(t_2)$$

$$V_b = -0.105 * 5.3296 * \text{sen}(0:0.1:2 * \pi) + 0.685 * w_b * \text{sen}(t_2) = V_{bmax}$$

$$V_{bmax} = \frac{0.5573\text{m}}{s}$$

a.6) Relación de Velocidades Catarinas

- Polea 4 – Catarina 1

$$n_{c1} = n_{p4} = 50.89 \text{ rpm}$$

- Catarina 1 – Catarina 2

$$n_{c2} = n_{c1} * \frac{D_{c1}}{D_{c2}}$$

$$n_{c2} = 50.89 * \frac{0.6274}{0.34519} = 9.25 \text{ rpm}$$

- Catarina 2 – Catarina 3

$$n_{c3} = n_{c2} = 9.25 \text{ rpm}$$

- Catarina 3 – Catarina 4

$$n_{c4} = n_{c3} * \frac{D_{c3}}{D_{c4}}$$

$$n_{c4} = 9.25 * \frac{0.10236}{0.015113} = 6.2651 \text{ rpm}$$

- Catarina 4 – Rueda

$$n_r = n_{c4} = 6.2651 \text{ rpm}$$

- Velocidad Angular de la Rueda

$$W_r = n_r * 2 * \frac{\pi}{60}$$

$$W_r = 6.2651 * 2 * \frac{\pi}{60} = 0.66 \text{ rad/s}$$

- Velocidad Lineal de la Rueda

$$V_r = W_r * r$$

$$V_r = 0.6561 * 0.089 = 0.0584 \text{ m/s}$$

b) Calculo de Torques

- Calculo de Torque en la rueda

$$T_r = F_c * R_r$$

La fuerza de corte para las 4 cuchillas es de 580 N

$$T_r = 580 * 0.0445 = 25.81 \text{ N.m}$$

- Calculo de Torque en la Catarina 3

$$T_{c3} = \frac{T_r * W_r}{W_{c3}}$$

$$W_{c3} = \frac{9.25 * 2 * 3.14}{60} = 1.0319 \text{ rad/s}$$

$$T_{c3} = \frac{25.81 * 0.66}{1.0319} = 16.5 \text{ N.m}$$

- Calculo de Torque en la Catarina 2

$$T_{c2} = T_{c3} = 16.50 \text{ N.m}$$

$$W_{c2} = W_{c3} = 1.0319 \text{ rad/s}$$

- Calculo de Torque en la Catarina 1

$$W_{c1} = \frac{50.89 * 2 * 3.14}{60} = 5.3292 \text{ rad/s}$$

$$T_{c1} = \frac{T_{c2} * W_{c2}}{W_{c1}}$$

$$T_{c1} = \frac{16.50 * 1.0319}{5.3292} = 3.22 \text{ N.m}$$

- Calculo de Torque en la Polea 4

$$T_{p4} = F_c * R_p$$

$$T_{p4} = 580 * 0.115 = 66.7 \text{ N.m}$$

$$T_{Fp4} = T_{c1} + T_{p4}$$

$$T_{Fp4} = 3.22 + 66.7 = 69.92 \text{ N.m}$$

- Calculo de Torque en la Polea 3

$$W_{p3} = \frac{97.54 * 2 * 3.14}{60} = 10.21 \text{ rad/s}$$

$$T_{p3} = \frac{69.92 * 5.32}{10.21} = 36.43 \text{ N.m}$$

- Calculo de Torque en la Polea 2

$$W_{p2} = W_{p3}$$

$$T_{p2} = \frac{36.43 * 10.21}{10.21} = 36.43 \text{ N.m}$$

- Calculo de Torque en la Polea 1

$$W_{p1} = \frac{227.61 * 2 * 3.14}{60} = 23.82 \text{ rad/s}$$

$$T_{p1} = \frac{36.43 * 10.21}{23.82} = 15.63 \text{ N.m}$$

- Calculo de Potencia en la Polea 1

$$P_1 = T_{p1} * W_{p1}$$

$$P_1 = 15.63 * 23.82 = 372.61 \text{ watss}$$

c) Calculo de Fuerzas en la Polea 1

- Potencia de Diseño

$$H_d = (P_1 * K_s * n_d)$$

$$H_d = (372.61 * 1.2 * 1) * 0.00134102 = 0.5996 \text{ hp}$$

- Velocidad de la Banda

$$V = \left(\frac{\pi * d_{p1} * n_{p1}}{12} \right)$$

$$V = \left(\frac{\pi * 0.12 * 227.60}{12} \right) * 472.44 = 3378.07 \text{ pie/m}$$

- Tensión Centrifuga

$$V = K_c * \left(\frac{V}{1000} \right)^2$$

$$F_c = 0.5610 * \left(\frac{3378.07}{1000} \right)^2 = 6.40 \text{ Lbf}$$

- Angulo de Contacto

$$\phi = \pi - 2 * \text{sen} \left(\frac{d_{p2} - d_{p1}}{2 * C} \right)$$

$$\phi = \pi - 2 * \text{sen} \left(\frac{11 - 4.072}{2 * 10.32} \right) = 3.13$$

- Potencia Transmitida en la Banda

$$d_f = F_1 - F_2$$

$$d_f = \frac{63025 H_d/N_b}{n_{p1}(d_{p1}/2)}$$

$$d_f = \frac{(63025 * 0.5996)/1}{227.60(4.72/2)} = 70.28 \text{ Lbf}$$

$$F_1 = F_c + \frac{d_f * \exp(\emptyset * C_f)}{\exp(\emptyset * C_f) - 1}$$

$$F_1 = F_c + \frac{d_f * \exp(\emptyset * C_f)}{\exp(\emptyset * C_f) - 1}$$

$$F_1 = 6.40 + \frac{70.28 * \exp(3.13 * 0.5123)}{\exp(3.13 * 0.5123) - 1} = 94.33$$

$$F_{2N} = 94.33 - 70.28 = 24.05$$

$$F_{1N} = 94.33 * 4.44822 = 419.6$$

- Fuerza Resultante en la Polea 1

$$F_R = 419.6 + 24.05 = 443.33 \text{ N}$$

d) Cálculo de la Fuerza sobre el Eje (carga estática)

Una vez obtenido las fuerzas de la polea 1 y las fuerzas del engranaje se reconoce las reacciones, fuerzas y las distancias sobre el eje en la figura N°A14.1

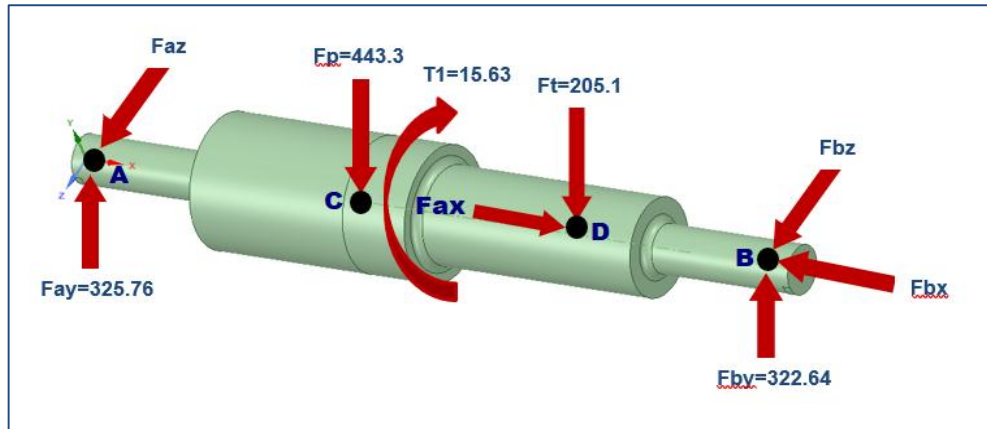


Fig. A14.1 Fuerzas sometidos al Eje

- Diagramas de Carga:

Para realizar el diagrama de cargas, se hizo el DCL aplicado en el plano xy, como se muestra en la Fig. A14.2

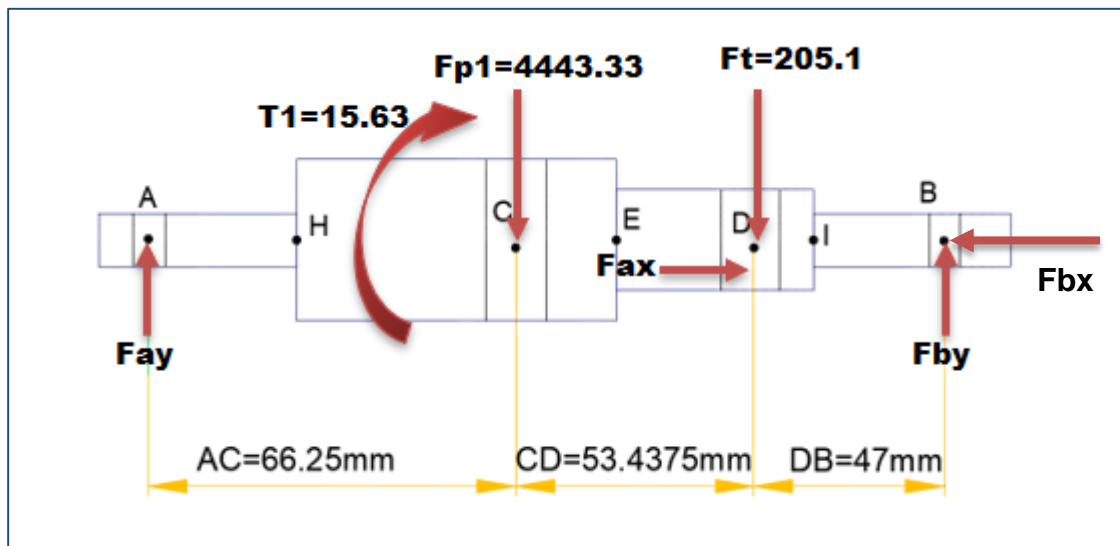


Fig. A14.2 D.C.L del eje de Transmisión

- Sumatoria de fuerzas en el eje X:

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{ax.Eng} - F_{Bx} = 0$$

$$F_{Bx} = F_{ax.Eng} \quad \text{.....(a)}$$

$$F_{t.Eng} = F_{ax.Eng} (\cos\varphi * \cos\omega)$$

$$F_{ax.Eng} = \frac{F_{t.Eng}}{(\cos\varphi * \cos\omega)}$$

$$F_{ax.Eng} = \left(\frac{F_{t.Eng}}{(\cos\varphi * \cos\omega)} \right) * (\cos\varphi * \cos\omega)$$

$$F_{ax.Eng} = F_{t.Eng} * \operatorname{tg}(\omega)$$

$$F_{ax.Eng} = F_{t.Eng} * \operatorname{tg}(\omega)$$

$$F_2 = \frac{T_1}{r_{Eng.}} = \frac{15.63}{(3 * 0.0254)} = 205.1 = F_{t.Eng}$$

$$F_{ax.Eng} = 205 * \operatorname{tg}(45) = 205.1$$

- Sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{Ay} - F_{polea} - F_{t.Eng} + F_{By} = 0 \quad \text{.....(b)}$$

$$F_{Ay} = F_{polea} + F_{t.Eng} - F_{By}$$

$$F_{Ay} = 433.3 + 205.1 - 322.64$$

$$F_{Ay} = 325.76 \text{ N}$$

- Sumatoria de Momentos en A:

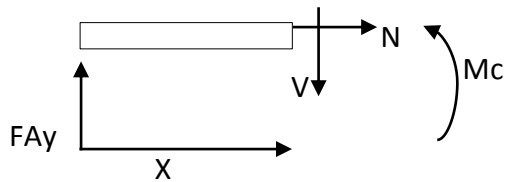
$$\sum M_A = 0$$

$$-F_{\text{polea}} (AC) - F_{t,\text{Eng}}(AC + CD) + F_{By} (AC + CD + DB) = 0$$

$$F_{By} = \frac{F_{\text{polea}} (AC) + F_{t,\text{Eng}} (AC + CD)}{AC + CD + DB}$$

$$F_{By} = \frac{433.3(0.06625) + 205.1 (0.066 + 0.061)}{0.066 + 0.061 + 0.039} = 322.64 \text{ N}$$

- Calculo de sumatoria de fuerzas momentos para el tramo “AC”



$$\sum F = 0$$

$$V = F_{Ay}$$

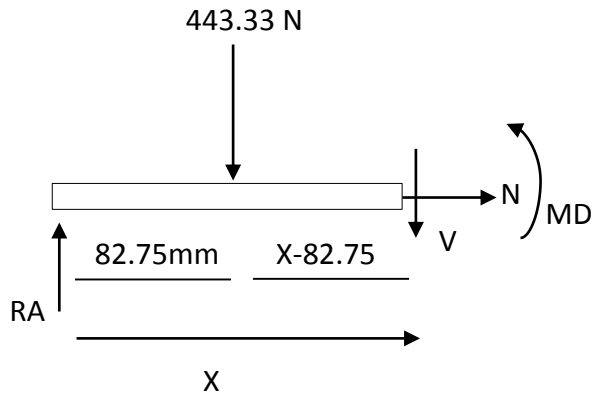
$$N = 0$$

$$\sum M = 0$$

$$-F_{Ay} * (x) + M_c = 0$$

$$M_c = 325.76 * (0.066) = 21.56 \text{ N.m}$$

1. Calculo de sumatoria de fuerzas momentos para el tramo "CD"



$$\sum F = 0$$

$$F_{Ay} - 443.33 - V = 0$$

$$V = 325.76 - 443.33$$

$$V = -117.57$$

$$N = 0$$

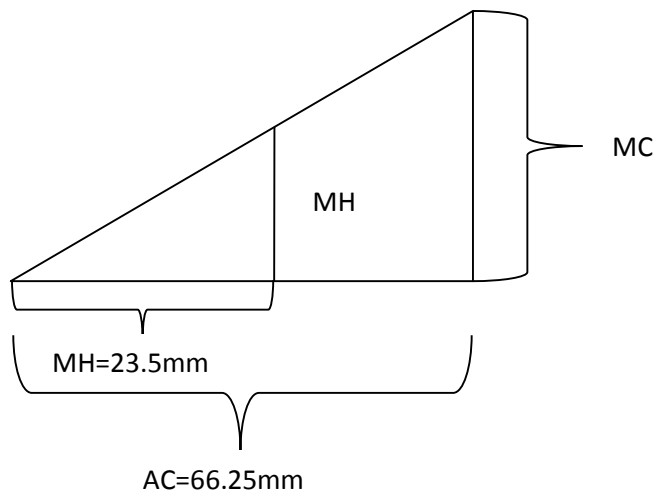
$$\sum M = 0$$

$$M_C + (F_{Ay} - F_{polea}) * (CD) = M_D$$

$$M_D = 23.78 + (325.76 - 443.33) * (0.061)$$

$$M_D = 15.27 \text{ N.m}$$

1. Calculo de Esfuerzos para el tramo "H".



$$\frac{MC}{AC} = \frac{MH}{AH}$$

$$MH = \frac{AH}{AC} * MC$$

$$MH = \frac{23.5}{66.25} * 21.568 = 7.6508 \text{ Nm}$$

Esfuerzo de Flexión.

$$\sigma_f = \frac{32(7.6508)}{\pi(0.0127)^3} = 38.045 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo Cortante.

$$\tau_{xy} = \frac{16(T)}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = 0$$

Esfuerzo de Von Mises.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{38.045^2 + 0} = 38.045 \text{ Mpa}$$

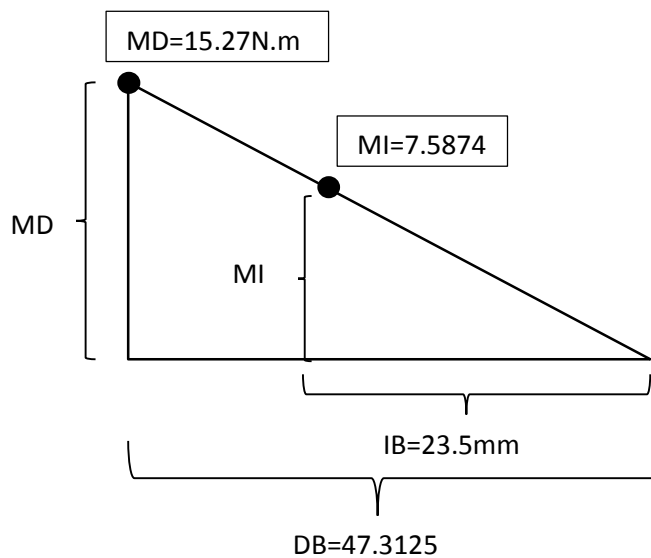
$$\sigma'_{max} = K_t * \sigma_f$$

$$\sigma'_{max} = 1.55 * 38.045 = 58.9698 \text{ Mpa}$$

Factor de Seguridad.

$$F_{SH} = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{530}{58.9698} = 8.9877$$

2. Calculo de Esfuerzos para el tramo "I".



$$\frac{MD}{DB} = \frac{MI}{IB}$$

$$MI = \frac{IB}{DB} * MD$$

$$MI = \frac{23.5}{47.3125} * 15.2756 = 7.5874 \text{ Nm}$$

Esfuerzo de Flexión.

$$\sigma_f = \frac{32(M)}{\pi d^3}$$

$$\sigma_f = \frac{32(7.5874)}{\pi(0.00127)^3} = 37.73 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo Cortante.

$$\tau_{xy} = \frac{16(T)}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = 0$$

Esfuerzo de Von Mises.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{37.73^2} = 37.73 \text{ Mpa}$$

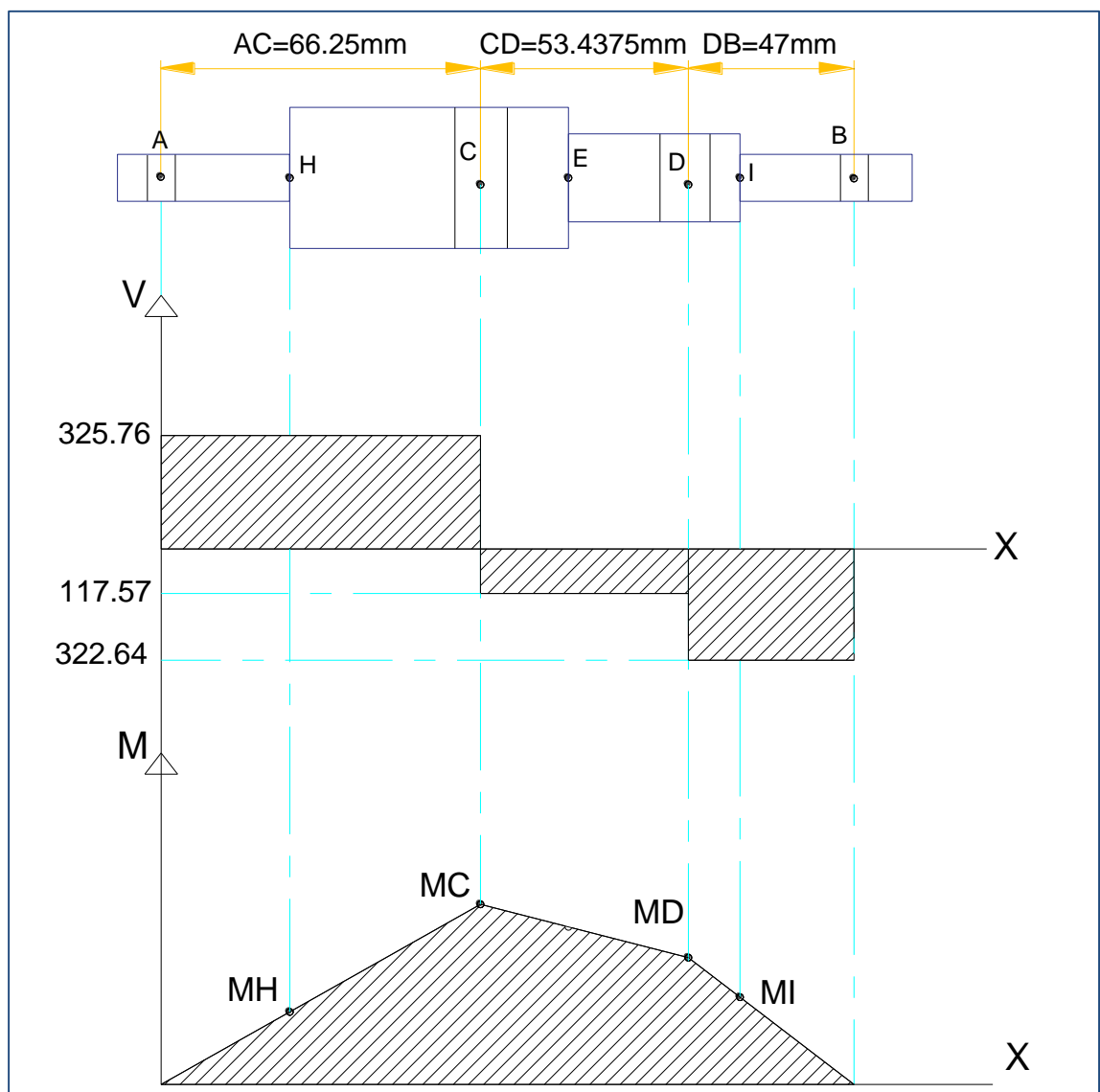
$$\sigma'_{max} = K_t * \sigma_f$$

$$\sigma'_{max} = 1.53 * 37.73 = 57.7269 \text{ Mpa}$$

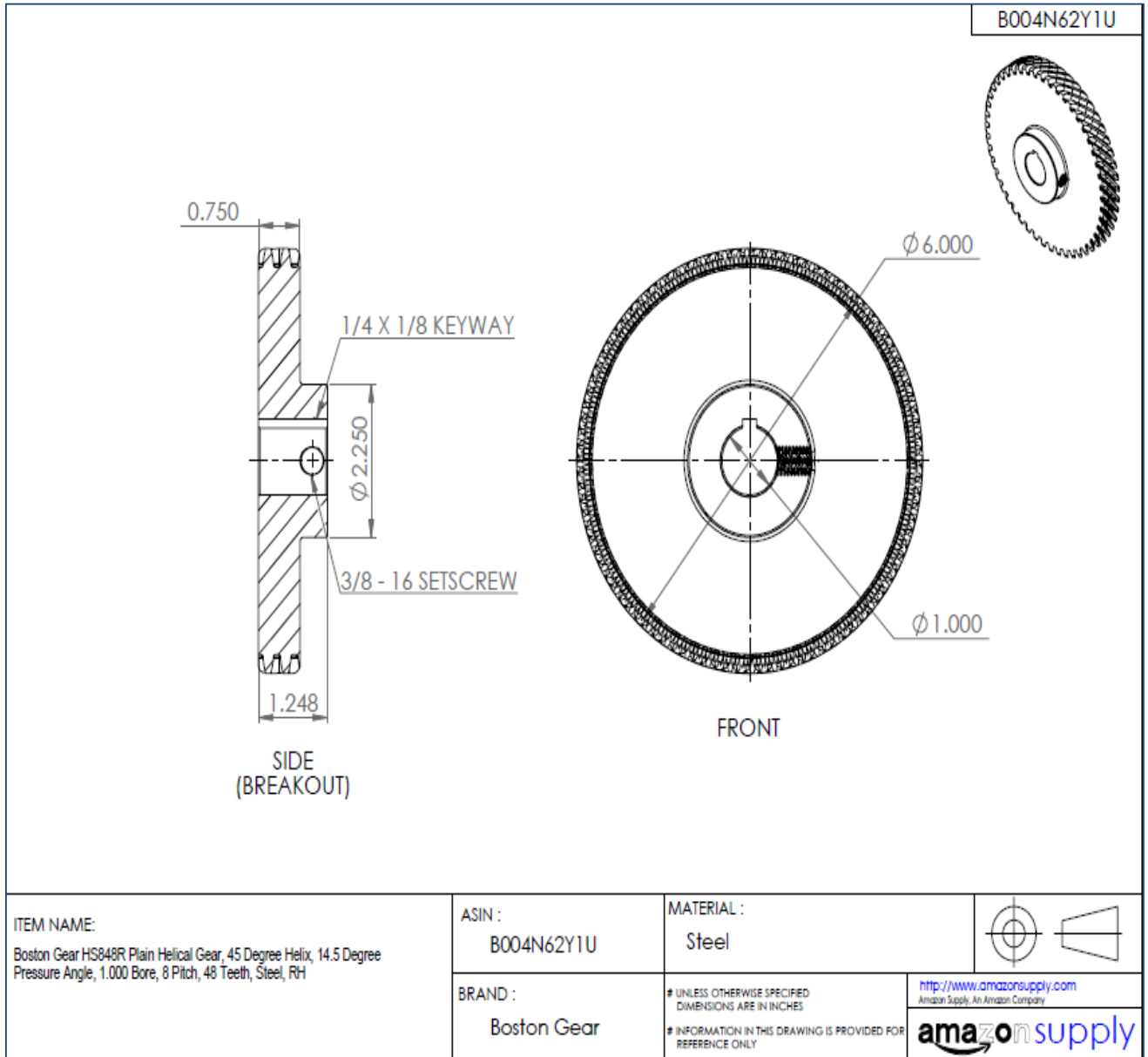
Factor de Seguridad.

$$F_{SI} = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{530}{57.7269} = 9.1812$$

- Diagrama de fuerza cortante y momento flector – Plano (x-y)



Anexo N°15: Angulo de la hélice del engranaje helicoidal.

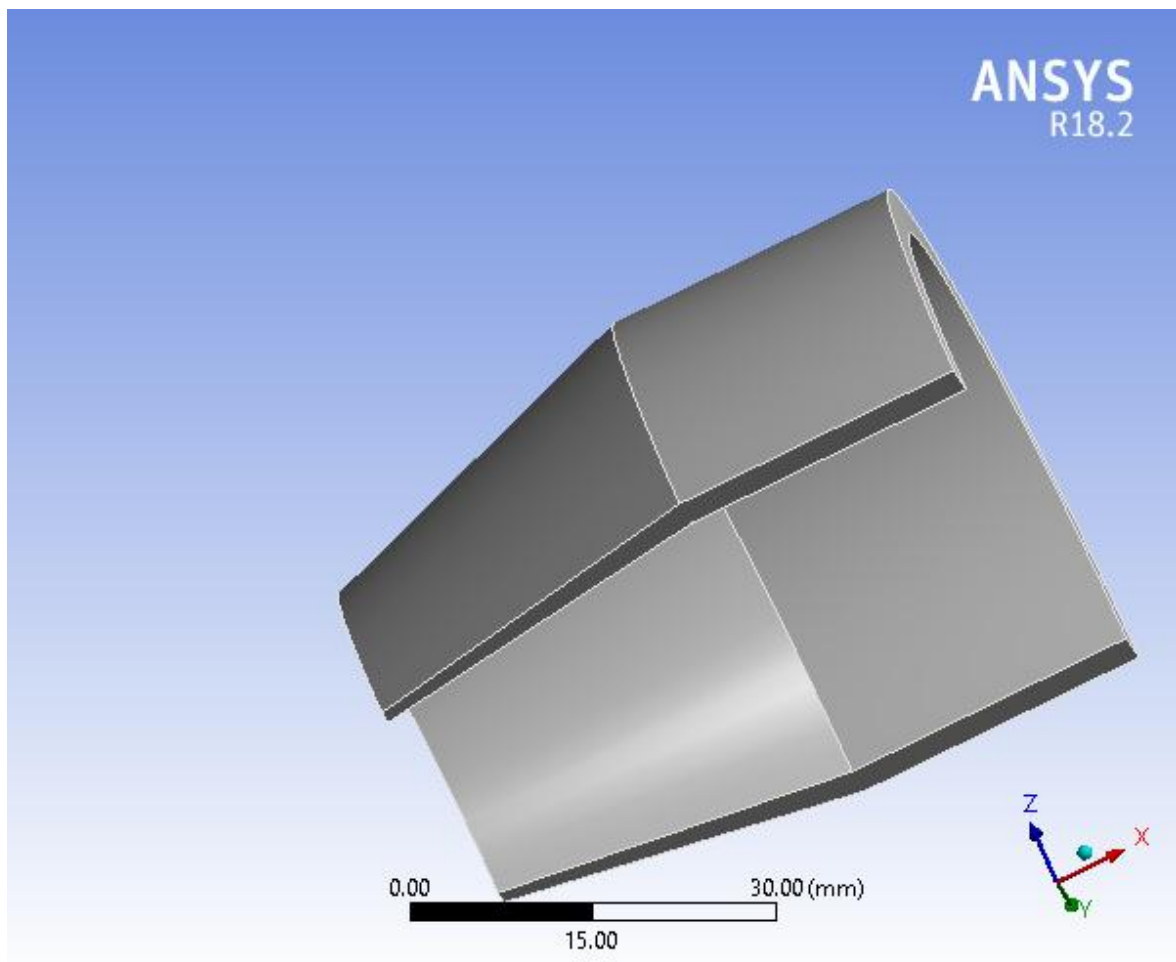


Anexo N°16: Reporte del análisis del mecanismo de Corte.



1 Project

First Saved	Wednesday, July 4, 2018
Last Saved	Tuesday, December 4, 2018
Product Version	18.2 Release
Save Project Before Solution	No
Save Project After Solution	No



1.1 Contents

- [Units](#)
- [Model \(A4\)](#)
 - [Geometry](#)
 - [Cuchilla 10°\Revoluci_n3](#)
 - [Coordinate Systems](#)
 - [Mesh](#)
 - [Static Structural \(A5\)](#)
 - [Analysis Settings](#)
 - [Loads](#)
 - [Solution \(A6\)](#)
 - [Solution Information](#)
 - [Results](#)
 - [Stress Tool](#)
 - [Safety Factor](#)
 - [Force Reaction](#)
- [Material Data](#)
 - [AISI 316L](#)

1.2 Report Not Finalized

Not all objects described below are in a finalized state. As a result, data may be incomplete, obsolete or in error. [View first state problem](#). To finalize this report, edit objects as needed and solve the analyses.

1.3 Units

TABLE 1

Unit System	Metric (mm, t, N, s, mV, mA) Degrees rad/s Celsius
Angle	Degrees
Rotational Velocity	rad/s
Temperature	Celsius

1.4 Model (A4)

1.4.1 Geometry

TABLE 2
Model (A4) > Geometry

Object Name	<i>Geometry</i>
State	Fully Defined
Definition	

Source	E:\SUSTENTACIÓN TESIS\SIMULACION_CUCHILLAS\ansys simulación\CUCHILLA 1mm\CUCHILLA 10°_files\dp0\SYS\DM\SYS.scdoc
Type	SpaceClaim
Length Unit	Meters
Element Control	Program Controlled
Display Style	Body Color
Bounding Box	
Length X	55. mm
Length Y	59.077 mm
Length Z	29.538 mm
Properties	
Volume	15302 mm ³
Mass	1.1859e-004 t
Scale Factor Value	1.
Statistics	
Bodies	1
Active Bodies	1
Nodes	2189
Elements	288
Mesh Metric	None
Basic Geometry Options	
Solid Bodies	Yes
Surface Bodies	Yes
Line Bodies	Yes
Parameters	Independent
Parameter Key	
Attributes	Yes

Attribute Key	
Named Selections	Yes
Named Selection Key	
Material Properties	Yes
Advanced Geometry Options	
Use Associativity	Yes
Coordinate Systems	Yes
Coordinate System Key	
Reader Mode Saves Updated File	No
Use Instances	Yes
Smart CAD Update	Yes
Compare Parts On Update	No
Analysis Type	3-D
Mixed Import Resolution	None
Decompose Disjoint Geometry	Yes
Enclosure and Symmetry Processing	Yes

TABLE 3
Model (A4) > Geometry > Parts

Object Name	<i>Cuchilla 10°\Revoluci_n3</i>
State	Meshed
Graphics Properties	
Visible	Yes
Transparency	1

Definition	
Suppressed	No
Stiffness Behavior	Flexible
Coordinate System	Default Coordinate System
Reference Temperature	By Environment
Behavior	None
Material	
Assignment	AISI 316L
Nonlinear Effects	Yes
Thermal Strain Effects	Yes
Bounding Box	
Length X	55. mm
Length Y	59.077 mm
Length Z	29.538 mm
Properties	
Volume	15302 mm ³
Mass	1.1859e-004 t
Centroid X	31.674 mm
Centroid Y	-17.5 mm
Centroid Z	16.516 mm
Moment of Inertia Ip1	4.7983e-002 t·mm ²
Moment of Inertia Ip2	3.3132e-002 t·mm ²
Moment of Inertia Ip3	6.5801e-002 t·mm ²
Statistics	
Nodes	2189
Elements	288

Mesh Metric	None
CAD Attributes	
PartTolerance:	0.00000001
Color:175.143.175	

1.4.2 Coordinate Systems

TABLE 4
Model (A4) > Coordinate Systems > Coordinate System

Object Name	<i>Global Coordinate System</i>
State	Fully Defined
Definition	
Type	Cartesian
Coordinate System ID	0.
Origin	
Origin X	0. mm
Origin Y	0. mm
Origin Z	0. mm
Directional Vectors	
X Axis Data	[1. 0. 0.]
Y Axis Data	[0. 1. 0.]
Z Axis Data	[0. 0. 1.]

1.4.3 Mesh

TABLE 5
Model (A4) > Mesh

Object Name	<i>Mesh</i>
State	Solved
Display	
Display Style	Body Color

Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Relevance	0
Element Order	Program Controlled
Sizing	
Size Function	Adaptive
Relevance Center	Coarse
Element Size	Default
Mesh Defeaturing	Yes
Defeature Size	Default
Transition	Fast
Initial Size Seed	Assembly
Span Angle Center	Coarse
Bounding Box Diagonal	85.9510 mm
Minimum Edge Length	2.0 mm
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Standard Mechanical
Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	None
Inflation	
Use Automatic Inflation	None
Inflation Option	Smooth Transition
Transition Ratio	0.272
Maximum Layers	5

Growth Rate	1.2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No
Advanced	
Number of CPUs for Parallel Part Meshing	Program Controlled
Straight Sided Elements	No
Number of Retries	Default (4)
Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
Mesh Morphing	Disabled
Triangle Surface Mesher	Program Controlled
Topology Checking	No
Pinch Tolerance	Please Define
Generate Pinch on Refresh	No
Statistics	
Nodes	2189
Elements	288

1.5 Static Structural (A5)

TABLE 6
Model (A4) > Analysis

Object Name	<i>Static Structural (A5)</i>
State	License Conflict
Definition	
Physics Type	Structural
Analysis Type	Static Structural
Solver Target	Mechanical APDL
Options	

Environment Temperature	22. °C
Generate Input Only	No

TABLE 7
Model (A4) > Static Structural (A5) > Analysis Settings

Object Name	<i>Analysis Settings</i>
State	Fully Defined
Step Controls	
Number Of Steps	1.
Current Step Number	1.
Step End Time	1. s
Auto Time Stepping	Program Controlled
Solver Controls	
Solver Type	Program Controlled
Weak Springs	Off
Solver Pivot Checking	Program Controlled
Inertia Relief	Off
Restart Controls	
Generate Restart Points	Program Controlled
Retain Files After Full Solve	No
Combine Restart Files	Program Controlled
Nonlinear Controls	
Force Convergence	Program Controlled
Moment Convergence	Program Controlled

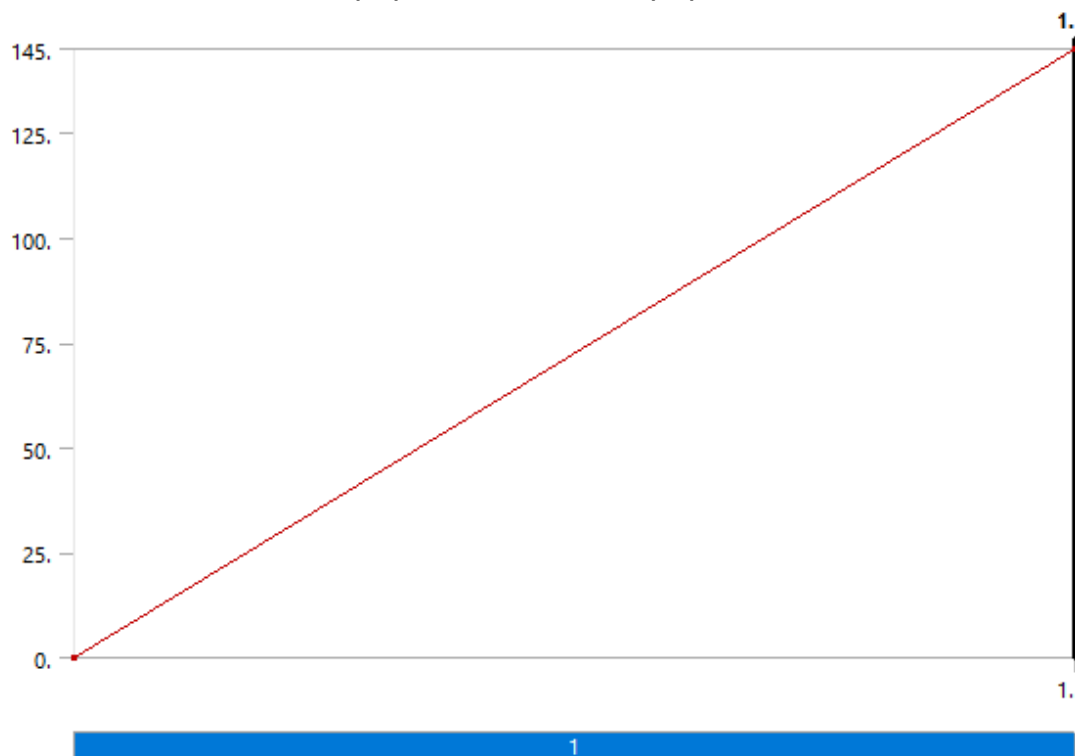
Displacement Convergence	Program Controlled
Rotation Convergence	Program Controlled
Line Search	Program Controlled
Output Controls	
Stress	Yes
Strain	Yes
Nodal Forces	No
Contact Miscellaneous	No
General Miscellaneous	No
Store Results At	All Time Points
Analysis Data Management	
Solver Files Directory	E:\SUSTENTACIÓN TESIS\SIMULACION_CUCHILLAS\ansys simulación\CUCHILLA 1mm\CUCHILLA 10°_files\dp0\SYS\MECH\
Future Analysis	None
Scratch Solver Files Directory	
Save MAPDL db	No
Delete Unneeded Files	Yes
Nonlinear Solution	No
Solver Units	Active System
Solver Unit System	nmm

TABLE 8
Model (A4) > Static Structural (A5) > Loads

Object Name	<i>Fixed Support</i>	<i>Force</i>
State	Fully Defined	

Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	
Geometry	1 Face	2 Faces
Definition		
Type	Fixed Support	Force
Suppressed	No	
Define By		Vector
Magnitude		145. N (ramped)
Direction		Defined

FIGURE 1
Model (A4) > Static Structural (A5) > Force



1.5.1 Solution (A6)

TABLE 9
Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution

Object Name	<i>Solution (A6)</i>
-------------	----------------------

State	Solved
Adaptive Mesh Refinement	
Max Refinement Loops	1.
Refinement Depth	2.
Information	
Status	Done
MAPDL Elapsed Time	2. s
MAPDL Memory Used	262. MB
MAPDL Result File Size	896. KB
Post Processing	
Beam Section Results	No

TABLE 10
Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution (A6) > Solution Information

Object Name	<i>Solution Information</i>
State	Solved
Solution Information	
Solution Output	Solver Output
Newton-Raphson Residuals	0
Identify Element Violations	0
Update Interval	2.5 s
Display Points	All
FE Connection Visibility	
Activate Visibility	Yes
Display	All FE Connectors
Draw Connections Attached To	All Nodes
Line Color	Connection Type
Visible on Results	No

Line Thickness	Single
Display Type	Lines

TABLE 11
Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution (A6) > Results

Object Name	Equivalent Stress	Total Deformation
State	Solved	
Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	
Geometry	All Bodies	
Definition		
Type	Equivalent (von-Mises) Stress	Total Deformation
By	Time	
Display Time	Last	
Calculate Time History	Yes	
Identifier		
Suppressed	No	
Integration Point Results		
Display Option	Averaged	
Average Across Bodies	No	
Results		
Minimum	3.7574e-002 MPa	0. mm
Maximum	1.8601 MPa	6.9144e-004 mm
Minimum Occurs On	Cuchilla 10°\Revoluci_n3	
Maximum Occurs On	Cuchilla 10°\Revoluci_n3	
Information		
Time	1. s	
Load Step	1	

Substep	1
Iteration Number	1

FIGURE 2
Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution (A6) > Equivalent Stress

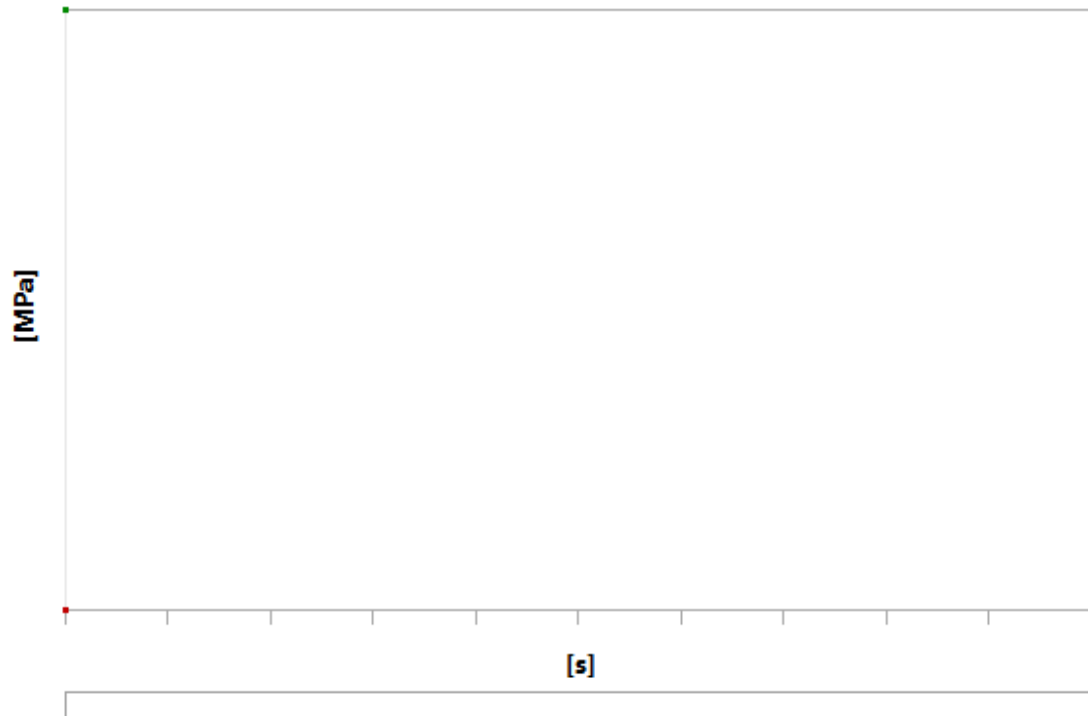


TABLE 12
Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution (A6) > Equivalent Stress

Time [s]	Minimum [MPa]	Maximum [MPa]
1.	3.7574e-002	1.8601

FIGURE 3
Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution (A6) > Total Deformation

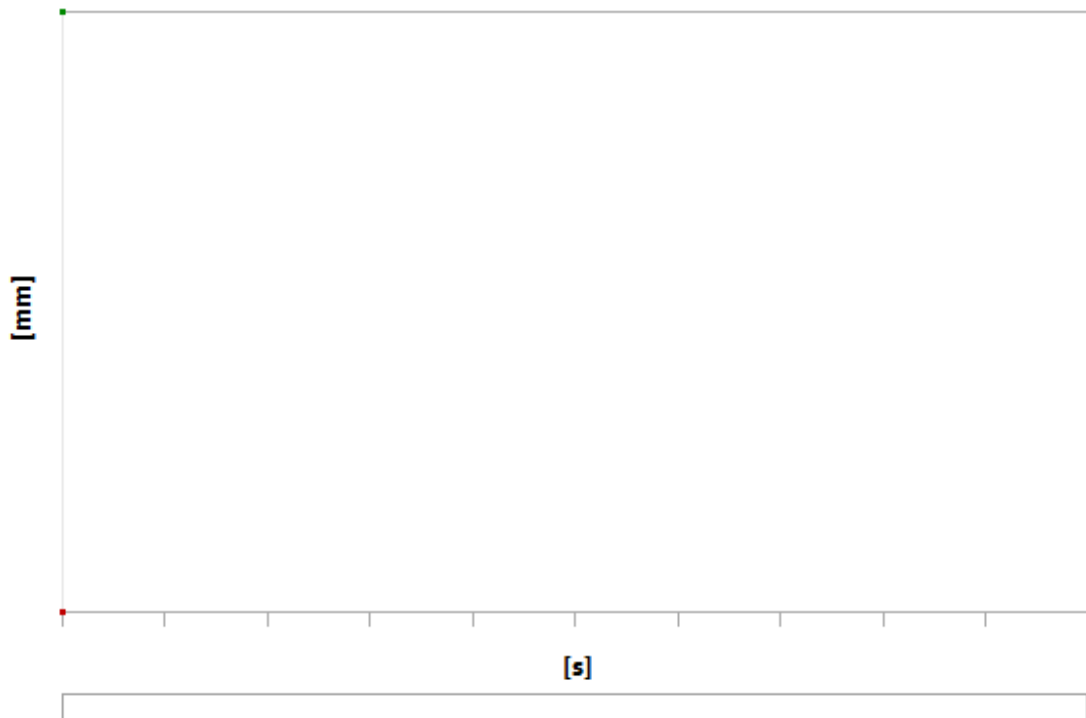


TABLE 13
Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution (A6) > Total Deformation

Time [s]	Minimum [mm]	Maximum [mm]
1.	0.	6.9144e-004

TABLE 14
Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution (A6) > Stress Safety Tools

Object Name	<i>Stress Tool</i>
State	Solved
Definition	
Theory	Max Equivalent Stress
Stress Limit Type	Tensile Yield Per Material

TABLE 15
Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution (A6) > Stress Tool > Results

Object Name	<i>Safety Factor</i>
State	Solved
Scope	

Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
Definition	
Type	Safety Factor
By	Time
Display Time	Last
Calculate Time History	Yes
Identifier	
Suppressed	No
Integration Point Results	
Display Option	Averaged
Average Across Bodies	No
Results	
Minimum	> 10
Minimum Occurs On	Cuchilla 10°\Revoluci_n3
Information	
Time	1. s
Load Step	1
Substep	1
Iteration Number	1

FIGURE 4
Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution (A6) > Stress Tool > Safety Factor

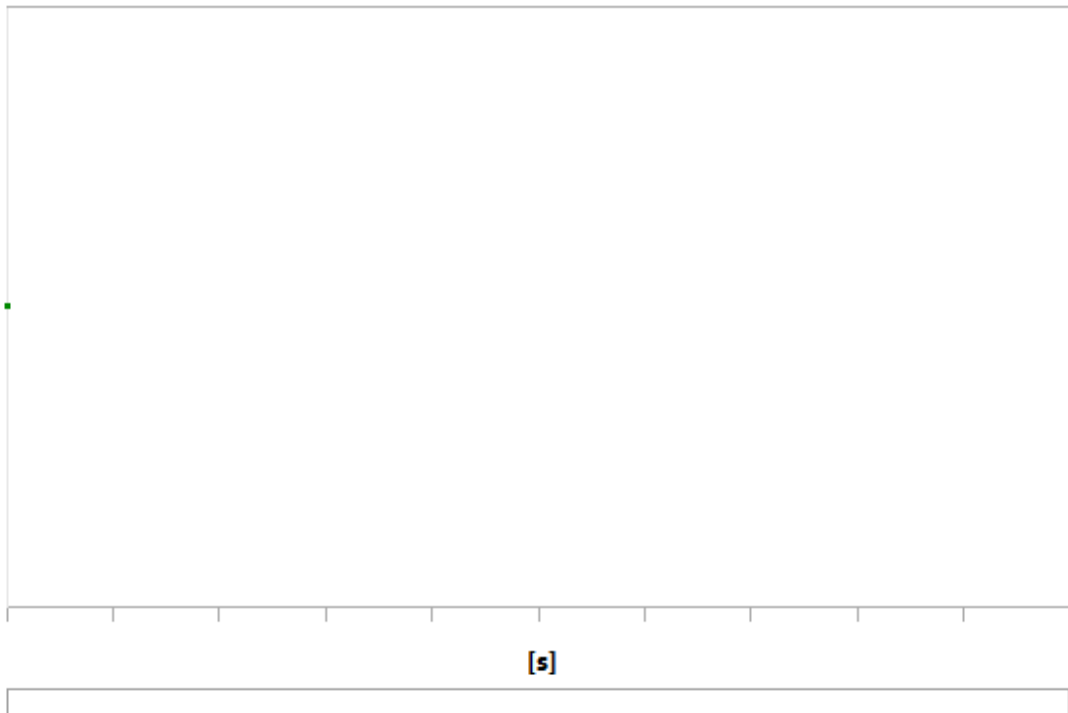


TABLE 16
Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution (A6) > Stress Tool > Safety Factor

Time [s]	Minimum	Maximum
1.	15.	15.

TABLE 17
Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution (A6) > Probes

Object Name	<i>Force Reaction</i>
State	Solved
Definition	
Type	Force Reaction
Location Method	Boundary Condition
Boundary Condition	Fixed Support
Orientation	Global Coordinate System
Suppressed	No
Options	
Result Selection	All

Display Time	End Time
Results	
X Axis	-145. N
Y Axis	-2.6112e-013 N
Z Axis	-5.5402e-012 N
Total	145. N
Maximum Value Over Time	
X Axis	-145. N
Y Axis	-2.6112e-013 N
Z Axis	-5.5402e-012 N
Total	145. N
Minimum Value Over Time	
X Axis	-145. N
Y Axis	-2.6112e-013 N
Z Axis	-5.5402e-012 N
Total	145. N
Information	
Time	1. s
Load Step	1
Substep	1
Iteration Number	1

FIGURE 5
Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution (A6) > Force Reaction

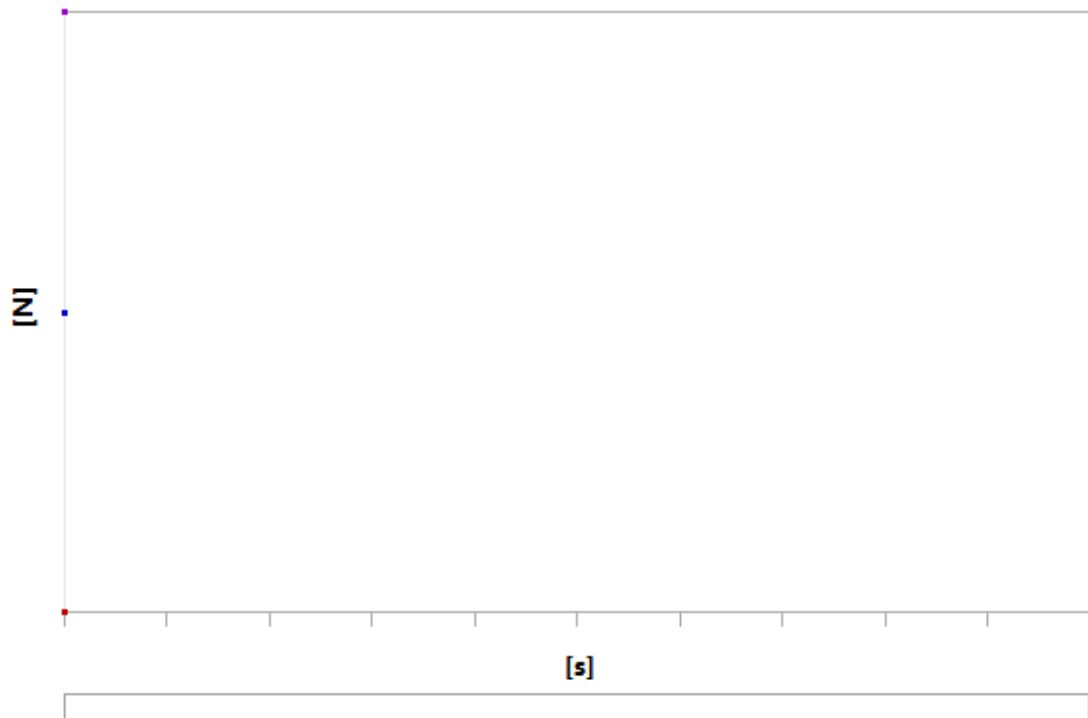


TABLE 18
Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution (A6) > Force Reaction

Time [s]	Force Reaction (X) [N]	Force Reaction (Y) [N]	Force Reaction (Z) [N]	Force Reaction (Total) [N]
1.	-145.	-2.6112e-013	-5.5402e-012	145.

1.6 Material Data

1.6.1 AISI 316L

TABLE 19
AISI 316L > Constants

Density	7.75e-009 tonne mm ⁻³
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	1.7e-005 C ⁻¹
Specific Heat Constant Pressure	4.8e+008 mJ tonne ⁻¹ C ⁻¹
Isotropic Thermal Conductivity	1.51e-002 W mm ⁻¹ C ⁻¹
Isotropic Resistivity	7.7e-004 ohm mm

TABLE 20
AISI 316L > Appearance

Red	Green	Blue
-----	-------	------

176	154	176
-----	-----	-----

TABLE 21
AISI 316L > Compressive Ultimate Strength

Compressive Ultimate Strength MPa
0

TABLE 22
AISI 316L > Compressive Yield Strength

Compressive Yield Strength MPa
290

TABLE 23
AISI 316L > Tensile Yield Strength

Tensile Yield Strength MPa
290

TABLE 24
AISI 316L > Tensile Ultimate Strength

Tensile Ultimate Strength MPa
560

TABLE 25
AISI 316L > Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion

Zero-Thermal-Strain Reference Temperature C
22

TABLE 26
AISI 316L > Isotropic Elasticity

Temperature C	Young's Modulus MPa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus MPa	Shear Modulus MPa
	1.93e+005	0.31	1.693e+005	73664

TABLE 27
AISI 316L > Isotropic Relative Permeability

Relative Permeability
1

Anexo N°17: CÁLCULO EN SOTWARE MATLAB.

a) Calculo del Eje en Condición Estático.

```
%Autor: Miguel Reyna
%Fecha: 01/12/2018
%-----
clear, close, clc
%CONSTANTES
F_pol=443.33; % (N) Fuerza resultante en la polea
Ft_eng=205.1; % (N) Fuerza tangencial en el engranaje
AC=0.06625; % (m) Distancia desde A hacia C
CD=0.0534375; % (m) Distancia desde C hacia D
DB=0.0473125; % (m) Distancia desde D hacia B
ang_hel=45; % (°) Angulo de la helice
Tl=15.63; % (Nm) Torque en la polea
Sy = [305 370 350 530]; % (Mpa) Esfuerzo de Fluencia
Kf=1.55; % (1.3922); % Factor de concentración de esfuerzos
Kfs=1.5; % Factor de concentración de esfuerzos
%
D = 0.0254;
% CALCULOS
L = AC+CD+DB;
Fbx=Ft_eng*tand(ang_hel); % (N) Fuerza axial en el soporte B
Fby=(F_pol*AC+Ft_eng*(AC+CD))/(AC+CD+DB); % (N) Fuerza de reaccion en el eje y del soporte B
Fay=F_pol+Ft_eng-Fby; % (N) Fuerza de reaccion en el eje y del soporte A
Mc = Fay*AC;
Md = Mc+(Fay-F_pol)*CD;
Me=(Mc-Md)*(CD-0.01725)/CD;
Ma=Me+Md;
sigma_norm = Fbx/(pi*D^3);
sigma_flex = Kf*(32*Ma)/(pi*D^3);
tau=Kfs*(16*Tl)/(pi*D^3);
sigma_prim = sqrt(sigma_flex^2+3*tau^2)*10^-6;
FS = 530/sigma_prim;
```

b) Calculo del eje en Condición de Fatiga

```
%%CALEJE_EST - CALCULO PARA EL EJE EN CONDICIÓN Fatiga
clear, close, clc
Sy=530;
Sut=625;
Deje=12.7;
Se_prim=0.5*Sut; % (MPa) Limite de Resistencia a la fatiga en ensayo de viga rotativa
a=4.51; % (Adim)
b=-0.265; % (Adim)
ka=a*Sut^b; % (Adim) Factor de modificación de la condición superficial
kb=1.24*(Deje)^-0.107; % (Adim) Factor de modificación del tamaño
kc=1; % (Adim) Factor de modificación de la carga
kd=1; % (Adim) Factor de modificación de la temperatura
ke=1; % (Adim) Factor de confiabilidad
kfv=1; % (Adim) Factor de modificación de efectos varios
kf=1; % (Adim) Factor de concentracion de esfuerzos
kfs=1; % (Adim) Factor de concentracion de esfuerzos
% CALCULOS
Se=ka*kb*kc*kd*ke*kfv*Se_prim; % (MPa) Limite de Resistencia a la fatiga en el elemento de maquina - Ec. 6-18, Shigley, 8 E
Mm=0;
Tm=0;
Ta=0;
Mh=7.6508;
Mi=7.5874;
kfh=1.4;
kfsh=1.38;
kfi=1.39;
kfsi=1.32;
A_gerber_H=sqrt(4*(kfh*Mh)^2+3*(kfsh*Ta)^2);
B_gerber_H=sqrt(4*(kfh*Mm)^2+3*(kfsh*Tm)^2);
FSfat_gerber_H=1/((8*A_gerber_H/((Se*10^6)*pi*(Deje*0.001)^3))*(1+sqrt(1+(2*B_gerber_H*(Se*10^6)/(A_gerber_H*(Sut*10^6))))^2
```

C) Cálculo de Torques

```

1  %CALCULO DE TORQUES - TORQUE RESULTANTE EN LA POLEA 1
2  %Programa para calcular la potencia requerida para cortar Caña de Azúcar
3  %Autor: Miguel Reyna
4  %Fecha: 25/07/2018
5  %-----
6  clear, clc, close all
7  %CONSTANTES
8  np3=97.5464;          %(rpm) Revoluciones de la polea 3
9  np4=50.89;           %(rpm) Revoluciones de la polea 4
10 np2=97.5464;         %(rpm) Revoluciones de la polea 2
11 np1=227.6083;        %(rpm) Revoluciones de la polea 1
12 dp1=0.120;           %(m) Diametro de la polea 1
13 dp2=0.280;           %(m) Diametro de la polea 2
14 dp4=0.230;           %(m) Diametro de la polea 4
15 dp3=0.120;           %(m) Diametro de la polea 3
16 fc=145*4;            %(N) Fuerza de corte de la cuchilla
17 dr=0.089;            %(m) Diametro de la rueda
18 nr=6.35;             %(rpm) Revoluciones de la rueda
19 nc3=9.854;           %(rpm) Revoluciones de la catarina 3
20 nc2=nc3;             %(rpm) Revoluciones en la catarina 2
21 ncl=np4;             %(rpm) Revoluciones en la catarina 1
22 nt = 925;            %(rpm) revoluciones del tornillo sin fin
23 dte=0.0375;          %(m) Diametro exterior del tornillo sin fin (HELICAL GEARS PDF)
24 dti=0.01905;         %(m) Diametro interior del tornillo sin fin (HELICAL GEARS PDF)
25 dee=0.1524;          %(m) Diametro exterior del engranje helicoidal (HELICAL GEARS PDF)
26 dei=0.0254;          %(m) Diametro interno del engranje helicoidal (HELICAL GEARS PDF)
27 Ks=1.2;              %Factor de servicio sugerido para transmisiones de banda en v (SHIGLEY PAG 882)
28 nd=1;                %Factor de diseño (SHIGLEY PAG 882)
29 Kc=0.561;            %Factor escogido por la seccion de la banda (SHIGLEY PAG 883)
30 Htab=2.6;            %(hp) la potencia tabulada e interpolada de la tabla (SHIGLEY PAG 881)
31 K1=0.83;             %(Adim) Factor de corrección del angulo de contacto (SHIGLEY PAG 882)
32 K2=0.9;              %(Adim) Factor de corrección del angulo de contacto (SHIGLEY PAG 882)
33 c=10.32;             %(PUL) Centro de las poleas 1 y 2
34 cf=0.5123;           %(Adim.) Coeficiente de friccion para la banda (SHIGLEY PAG 869)
35
36 ne=nt*dte/dee;        %(rpm) Revoluciones del engranje helicoidal
37 ne=(pi/30)*ne;
38 %1. CALCULO DEL TORQUE EN EL RODILLO
39 Tr=fc*dr/2;           %(N.m) Torque de la rueda
40 Wr=nr*2*pi/60;        %(rad/s) Velocidad angular de la rueda
41 Pr=Tr*Wr;             %(Watss) Potencia de la rueda
42 Pc3=Pr;               %(watss) Potencia en la catarina 3
43 %2. CALCULO DEL TORQUE EN LA CATARINA 3
44 Pc3=Pr;               %(Watss) Potencia en la catarina 3 es igual a la potencia en la rueda
45 Wc3=nc3*2*pi/60;      %(rad/s) Velocidad angular de la catarina 3
46 Tc3=Tr*Wr/Wc3;        %(N.m) Torque en la catarina 3
47 %3. CALCULO DEL TORQUE EN LA CATARINA 2
48 Tc2=Tc3;             %(N.m) Torque en la catarina 2 es igual al torque en la catarina 3
49 Wc2=nc2*2*pi/60;      %(rad/s) Velocidad angular de a catarina 2
50 Pc2=Tc2*Wc2;          %(Watss) Potencia de la catarina 2
51 %4. CALCULO DEL TORQUE EN LA CATARINA 1
52 Wc1=ncl*2*pi/60;       %(rad/s) Velocidad angular de la catarina 1
53 Tc1=Tc2*Wc2/Wc1;      %(N.m) Torque en la catarina 1
54 Pc1=Tc1*Wc1;          %(Watss) Potencia en la catarina 1
55
56 %5. CALCULO DE LOS TORQUES EN LAS POLEAS 4
57 T4=fc*dp4/2;          %(N.m) Torque en la polea 4
58 Wp4=np4*2*pi/60;      %(rad/s) Velocidad angular de la polea 4
59 P4=T4*Wp4;            %(watts) Potencia en la polea 4
60 Tp4 = Tc1+T4;         %(watts) Potencia en la polea 4
61
62 % dp1=0.120
63 % Pt=P4+Pc1            %(watts) Potencia total en la polea 4
64 % Tp4=Pt/ne;          %(N.m) torque en la polea 4
65 % Fp1=Tp4/(dp4/2);    %(N) Fuerza tangencial en la polea 1
66
67 %6. CALCULO DE LOS TORQUES EN LAS POLEAS 3
68 Wp3=np3*2*pi/60;      %(rad/s) Velocidad angular de la polea 3
69 T3=Tp4*Wp4/Wp3;       %(N.m) Torque en la polea 3
70 P3=T3*Wp3;            %(N.m) Torque en la polea 3

```

71	%7. CALCULO DE LOS TORQUES EN LAS POLEAS 2	
72	Wp2=np2*2*pi/60;	%(rad/s)Velocidad angular de la polea 2
73	T2=T3*Wp3/Wp2;	%(N.m)Torque en la polea 2
74	%7. CALCULO DE LOS TORQUES EN LAS POLEAS 1	
75	Wp1=np1*2*pi/60;	%(rad/s)Velocidad angular de la polea 1
76	T1=T2*Wp2/Wp1	%(N.m)Torque en la polea 1
77	P1=T1*Wp1;	%(N.m)Torque en la polea 3
78	%7. CALCULO DE LAS FUERZAS EN LA POLEA 1	
79	Hd=(P1*Ks*nd)*0.00134102;	%(hp) Potencia de diseño
80	V=((pi*dpl*np1)/12)*472.44;	%(pie/m)Velocidad de la banda
81	Fc=Kc*(V/1000)^2	%(lbf)Tensión centrífuga
82	Lp=2*c+(pi*(dp2+dp1))/2+((dp2-dp1)^2)/(4*c);	%(pulg) Longitud de la banda
83	Ha=K1*K2*Htab;	%(hp) Potencia permitida por banda
84	Nb=ceil(Hd/Ha);	%(Num.) Numero de Bandas
85	dppl=(dpl/25.4)*1000;	
86	dF=(63025*Hd/Nb)/((np1*(dppl/2)))	%(Lbf)Potencia transmitida en la banda
87	Phi=pi-2*asin((dp2/25.4-dp1/25.4)/2*c/10.32)	%(rad) angulo de contacto
88	F1=Fc+((dF*exp(Phi*cf))/(exp(Phi*cf)-1))	
89	F2N=F1-dF	
90	F1N=F1*4.44822	
91	Fr = F1N+F2N	%(N) Fuerza Resultante en la polea 1
92	LB=2*c+(pi*(11+4.72))/2+((11-4.72)^2)/(4*c)	%(m) Longitud de la banda 1
93	LB3=2*12.02+(pi*(9.05+4.72))/2+((9.05-4.72)^2)/(4*12.02)	%(m) Longitud de la banda 2

D) Calculo de Velocidad de Corte

1	% VELOCIDAD DE CORTE CAÑA	
2	%Programa para calcular la potencia requerida para cortar Caña de Azúcar	
3	%Autor: Miguel Reyna	
4	%Fecha: 19/07/2018	
5	%-----	
6	clear, clc, close all	
7	%1.CALCULO DE LA VELOCIDAD	
8	%CONSTANTES	
9	Pro = 300;	%(Kg/h) Produccion requerida
10	a=0.105;	%(m) Radio de la polea 4
11	b=0.685;	%(m) Longitud de la Biela
12	c=0.537;	%(m) Altura del centro de la polea al mecanismo de corte
13	t=0.1:2*pi;	%(rad) Desplazamiento angular de polea 4
14	td=t*180/pi;	%(grados) Desplazamiento angular de la polea 4
15	Lc = 1;	%(m) Largo de caña
16	Pc = 1;	%(Kg) Peso por una caña
17	nm=925;	%(rpm)Revoluciones del Motor
18	%CALCULOS INICIALES	
19	% MOTOR - TORNILLO SIN FIN	
20	nt = nm;	%(rpm) revoluciones del tornillo sin fin
21	%TORNILLO SIN FIN - ENGRANAJE HELICOIDAL	
22	dte=0.0375;	%(m)Diametro exterior del tornillo sin fin (HELICAL GEARS PDF)
23	dti=0.01905;	%(m) Diametro interior del tornillo sin fin (HELICAL GEARS PDF)
24	dee=0.1524;	%(m) Diametro exterior del engranaje helicoidal (HELICAL GEARS PDF)
25	dei=0.0254;	%(m) Diametro interno del engranaje helicoidal (HELICAL GEARS PDF)
26	ne=nt*dte/dee;	%(rpm)Revoluciones del engranaje helicoidal
27	%POLEA 1 - ENGRANAJE HELICOIDAL	
28	np1=ne;	%(rpm) Revoluciones de la polea 1
29	%POLEA 1 - POLEA 2	
30	dpl=0.120;	%(m) Diametro de la polea 1 (MANUAL DE POLEAS EN V "INTERMEC" PAG 60)
31	dp2=0.280;	%(m) Diametro de la polea 2 (MANUAL DE POLEAS EN V "INTERMEC" PAG 60)
32	np2=np1*dpl/dp2	%(rpm) Revoluciones de la polea 2

33	%POLEA 2 - POLEA 3	
34	dp3=0.120;	%(m) Diametro de la polea (MANUAL DE POLEAS EN V "INTERMEC" PAG 60)
35	np3=np2	%(rpm) Revoluciones de la polea 3
36	%POLEA 3 - POLEA 4	
37	dp4=0.230;	%(m) Diametro de la polea 4 (MANUAL DE POLEAS EN V "INTERMEC" PAG 60)
38	np4=np3*dp3/dp4;	%(rpm) Revoluciones de la polea 4
39	%CUCHILLA - POLEA 4	
40	wp4=np4*2*pi/60;	%(rad/s) Velocidad angular de la polea 4
41	tc = 3600/Pro*Pc;	%(s) Tiempo de corte de caña
42	t2 = asin((a*sin(t)-c)/b);	%(rad) Angulo de posicion de la biela
43	wb=(a/b)*(cos(t)/cos(t2))*wp4;	%(rad/s) Velocidad angular de mecanismo de corte
44	vb=-a*wp4*(sin(t))+b*wb*(sin(t2));	%(m) Velocidad lineal del mecanismo de corte
45	vbmax=max(vb);	%(m/s) Velocidad maxima mecanismo de corte
46	%RECORRIDO DE LA CUCHILLA	
47	y = a*cos(t)-b*cos(t2);	%(m) recorrido de la cuchilla
48	Y=max(y);	%(m) Recorrido de la cuchilla maximo
49	vbp=max(y)/12;	%(m/s) Velocidad maxima de pelado
50	%POLEA 4 - CATARINA 1	
51	dc1=0.06274;	%(m)Diametro de la catarina 1 (ANSY 25 - CATALOGO PAG 210)
52	nc1=np4;	%(rpm) Revoluciones de la catarina 1
53	%CATARINA 1 - CATARINA 2	
54	dc2=0.34519;	%(m) Diametro de la catarina 2 (ANSY 25 - CATALOGO PAG 210)
55	nc2=nc1*dc1/dc2;	%(rpm) Revoluciones de la catarina 2
56	%CATARINA 2 - CATARINA 3	
57	dc3=0.10236;	%(m) Diametro de la catarina 3 (ANSY 25 - CATALOGO PAG 211)
58	nc3=nc2	%(rpm) Revoluciones de la catarina 3
59	%CATARINA 3 - CATARINA 4I - CATARINA 4D	
60	dc4d=0.15113;	%(m) Diametro de la catarina 4d (ANSY 25 - CATALOGO PAG 211)
61	dc4i=0.15113;	%(m) Diametro de la catarina 4i (ANSY 25 - CATALOGO PAG 211)
62	nc4=nc3*dc3/dc4d;	%(rpm) Revoluciones de la catarina 4d
63	nc4i=nc4;	%(rpm) Revoluciones de la catarina 4i
64	dc4d=dc4i;	%(m) Diametros de la catarina 4d igual al 4i
65	%CATARINA 4D - RUEDA	
66	r=0.178/2;	%(m) Radio de la rueda
67	nr=nc4;	%(rpm) Revoluciones de la rueda
68	wr=nr*2*pi/60;	%(rad/s) Velocidad angular de la rueda
69	vr=wr*r	%(m/s) Velocidad lineal de la rueda

E) Calculo para hallar la longitud de la cadena

1	%CALCULO PARA DETERMINAR LA LONGITUD DE LA CADENA	
2	%Programa para calcular la potencia requerida para cortar Caña de Azúcar	
3	%Autor: Miguel Reyna	
4	%Fecha: 25/07/2018	
5	%-----	
6	clear, clc, close all	
7	%1.CALCULO DE LA CADENA 1	
8	%CONSTANTES	
9	dc1=0.06274;	%(m)Diametro de la catarina 1 (ANSY 25 - CATALOGO PAG 210)
10	dc2=0.34519;	%(m) Diametro de la catarina 2 (ANSY 25 - CATALOGO PAG 210)
11	dc3=0.10236;	%(m) Diametro de la catarina 3 (ANSY 25 - CATALOGO PAG 211)
12	dc4d=0.15113;	%(m) Diametro de la catarina 4d (ANSY 25 - CATALOGO PAG 211)
13	dc4i=0.15113;	%(m) Diametro de la catarina 4i (ANSY 25 - CATALOGO PAG 211)
14	n1 =19;	%(Adim) Numero de dientes de la catalina 1 (ANSY 25 - CATALOGO PAG 211)
15	n2=112;	%(Adim) Numero de dientes de la catalina 2 (ANSY 25 - CATALOGO PAG 211)
16	c=26.5;	%(Pulg) Distancia entre centros de las catarinas
17	nc=51.49;	%(rpm) Velocidad de la catarina motriz
18	p=0.375;	%(pulg) Paso de la cadena (SHIGLEY PAG 888)
19	n4i=48;	%(Adim) Numero de dientes de la catalina 1 (ANSY 25 - CATALOGO PAG 211)
20	n4=48;	%(Adim) Numero de dientes de la catalina 1 (ANSY 25 - CATALOGO PAG 211)
21	ce=36.47;	%(pulg) Distancia entre centros de las catarinas 4i y 4d
22		
23	%1. CALCULO PARA LA TRANSMISION EN CADENA DESDE LA CATARINA 1 HACIA LA	
24	%CATARINA 2	
25	lcl=p*((2*c/p)+((n1+n2)/2)+((n2-n1)^2)/((4*pi^2*c)/p));	%(pulg)Longitud de la cadena
26	Lcl=lcl*25.4/1000	%(m)Longitud de la cadena en metros.

Anexo N°18: PROPIEDADES MECANICAS DEL LOS ACEROS AISI 1010,1018,1020 Y 1045 PARA EL EJE

MATERIAL PROPERTY DATA

[HOME](#) • [SEARCH](#) • [TOOLS](#) • [SUPPLIERS](#) • [FOLDERS](#) • [ABOUT US](#) • [FAQ](#) • [LOG IN](#)


Searches: [Advanced](#) | [Category](#) | [Property](#) | [Metals](#) | [Trade Name](#) | [Manufacturer](#) | [Recently Viewed Materials](#)

1010

SEARCH

CHEMICALLY RESISTANT COMPOUNDS

EPOXIES • SILICONES • UV CURES



MASTERBOND®

ADHESIVES | SEALANTS | COATINGS

AISI 1010 Steel, cold drawn

Categories: [Metal](#); [Ferrous Metal](#); [Carbon Steel](#); [AISI 1000 Series Steel](#); [Low Carbon Steel](#)

Material Notes: Used widely in low strength applications. Good formability, fair machinability, can be hardened by cyaniding. Suitable for magnet core applications

Key Words: UNS G10100

Vendors: No vendors are listed for this material. Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.


[Printer friendly version](#) | [Download as PDF](#) | [Download to Excel \(requires Excel and Windows\)](#) | [Export data to your CAD/FEA program](#)

Add to Folder: ☐ My Folder ▼ 0/0

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.87 g/cc	0.284 lb/in³	

Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	105	105	
Hardness, Knoop	123	123	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Rockwell B	60	60	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Vickers	108	108	Converted from Brinell hardness.
Tensile Strength, Ultimate	365 MPa	52900 psi	
Tensile Strength, Yield	305 MPa	44200 psi	
Elongation at Break	20 %	20 %	In 50 mm
Reduction of Area	40 %	40 %	
Modulus of Elasticity	205 GPa	29700 ksi	Typical for steel
Bulk Modulus	160 GPa	23200 ksi	Typical for steel
Poissons Ratio	0.29	0.29	Typical For Steel
Machinability	55 %	55 %	Based on AISI 1212 steel. as 100% machinability. Group I bar, rod, and wire products machinability can be improved by cold drawing.
Shear Modulus	80.0 GPa	11600 ksi	Typical for steel

Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	0.0000143 ohm-cm	0.0000143 ohm-cm	condition unknown

Thermal Properties	Metric	English	Comments
CTE, linear 	12.2 µm/m-°C	6.78 µin/in-°F	


[Advertise with MatWeb!](#)
[REGISTER NOW](#)

Data sheets for over 125,000 metals, plastics, ceramics, and composites.

[HOME](#) - [SEARCH](#) - [TOOLS](#) - [SUPPLIERS](#) - [FOLDERS](#) - [ABOUT US](#) - [FAQ](#) - [LOG IN](#)

 Searches: [Advanced](#) | [Category](#) | [Property](#) | [Metals](#) | [Trade Name](#) | [Manufacturer](#) | [Recently Viewed Materials](#)

1018

[SEARCH](#)
CHEMICALLY RESISTANT COMPOUNDS
 EPOXIES • SILICONES • UV CURES

MASTERBOND®
 ADHESIVES | SEALANTS | COATINGS

AISI 1018 Steel, cold drawn

 Categories: [Metal](#): [Ferrous Metal](#): [Carbon Steel](#): [AISI 1000 Series Steel](#): [Low Carbon Steel](#)
Material Notes: Medium low-carbon steel, has good weldability and slightly better machinability than the lower carbon steels.

Key Words: carbon steels, AMS 5089, ASTM A108, UNS G10180, AS 1442 K1018 (Australia), AS 1443 K1018, CSN 12020 (Czech), CSN 12022, AFNOR NF A33-101 AF42C20, DIN 1.0453, DIN C16.8, DGN B-301 1018 (Mexico), COPANT 331 1018 (Pan America), COPANT 333 1018, MST.T (Russia), ST.20A, ST.3, ST.3T, GOST M18S, GOST 23570 18ps, GOST 23570 18sp, GOST 5520 18K, GOST 5521 S, NBN 629 D37-2 (Belgium), NBN 630 E37-1, NBN 630 E37-2, NBN A21-221 C17KD, BDS 9801 S (Bulgaria), GB 715 ML3 (China), TS 302 Fe35.2 (Turkey), TS 346 Fe35, BS 970 080A17, DEF STAN95-1-1 C1018

Vendors: No vendors are listed for this material. Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

[Printer friendly version](#)

[Download as PDF](#)

[Download to Excel \(requires Excel and Windows\)](#)

[Export data to your CAD/FEA program](#)

 Add to Folder: ☐ [My Folder](#) ▼ 0/0

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.87 g/cc	0.284 lb/in ³	
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	126	126	
Hardness, Knoop	145	145	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Rockwell B	71	71	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Vickers	131	131	Converted from Brinell hardness.
Tensile Strength, Ultimate	440 MPa	63800 psi	
Tensile Strength, Yield	370 MPa	53700 psi	
Elongation at Break	15 %	15 %	In 50 mm
Reduction of Area	40 %	40 %	
Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi	
Bulk Modulus	159 GPa	23100 ksi	Estimated from elastic modulus
Poissons Ratio	0.29	0.29	Typical for steel
Machinability	70 %	70 %	Based on AISI 1212 steel. as 100% machinability
Shear Modulus	78.0 GPa	11300 ksi	Estimated from elastic modulus
Electrical Properties	Metric	English	Comments



Data sheets for over 125,000 metals, plastics, ceramics, and composites.

[Advertise with MatWeb!](#)
[REGISTER NOW](#)
[HOME](#) • [SEARCH](#) • [TOOLS](#) • [SUPPLIERS](#) • [FOLDERS](#) • [ABOUT US](#) • [FAQ](#) • [LOG IN](#)

 Searches: [Advanced](#) | [Category](#) | [Property](#) | [Metals](#) | [Trade Name](#) | [Manufacturer](#) | [Recently Viewed Materials](#)

1020

[SEARCH](#)
CHEMICALLY RESISTANT COMPOUNDS
 EPOXIES • SILICONES • UV CURES

MASTERBOND®
 ADHESIVES | SEALANTS | COATINGS

AISI 1020 Steel, cold rolled

 Categories: [Metal](#) | [Ferrous Metal](#) | [Carbon Steel](#) | [AISI 1000 Series Steel](#) | [Low Carbon Steel](#)
Material: 1020 steel responds well to cold work and heat treating. Weldability is fair.
Notes:
Applications: Shafts, lightly stressed gears, hard wearing surfaces, pins, chains and case hardened parts where core strength is not critical.

1020 is suitable for case hardened parts where core strength is not critical.

Key Words: UNS G10200, AMS 5032, AMS 5045, ASTM A29, ASTM A108, ASTM A510, ASTM A519, ASTM A29, A108, A510, A512, A513, A519, A544, A575 M10120, A576, A835, A859, A827, A830, BS 970 040A20, 050A20 (En2C), 050A20 (En2D), 080A20, BS 970 Part 1 070M20, DEF STAN95-1-1 C1020, SAE J412, SAE J414, DIN 1.0402, AFNOR CC 20, UNI C 20, SS14 1450 (Sweden), SAE J403

Vendors: No vendors are listed for this material. Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

[Printer friendly version](#) | [Download as PDF](#) | [Download to Excel \(requires Excel and Windows\)](#)
[Export data to your CAD/FEA program](#)

 Add to Folder: ☐ My Folder ▼ 0/0

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.87 g/cc	0.284 lb/in ³	
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	121	121	
Hardness, Knoop	140	140	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Rockwell B	68	68	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Vickers	126	126	Converted from Brinell hardness.
Tensile Strength, Ultimate	420 MPa	60900 psi	
Tensile Strength, Yield	350 MPa	50800 psi	
Elongation at Break	15 %	15 %	In 50 mm
Reduction of Area	40 %	40 %	
Modulus of Elasticity	186 GPa	27000 ksi	
Bulk Modulus	148 GPa	21500 ksi	calculated from elastic modulus and Poisson's ratio
Poissons Ratio	0.29	0.29	
Machinability	65 %	65 %	Based on AISI 1212 steel. as 100% machinability
Shear Modulus	72.0 GPa	10400 ksi	calculated from elastic modulus and Poisson's ratio
Electrical Properties	Metric	English	Comments


[Advertise with MatWeb!](#)
[REGISTER NOW](#)

Data sheets for over 126,000 metals, plastics, ceramics, and composites.

[HOME](#) • [SEARCH](#) • [TOOLS](#) • [SUPPLIERS](#) • [FOLDERS](#) • [ABOUT US](#) • [FAQ](#) • [LOG IN](#)

 Searches: [Advanced](#) | [Category](#) | [Property](#) | [Metals](#) | [Trade Name](#) | [Manufacturer](#) | [Recently Viewed Materials](#)

1045

[SEARCH](#)
CHEMICALLY RESISTANT COMPOUNDS
 EPOXIES • SILICONES • UV CURES

MASTERBOND®
 ADHESIVES | SEALANTS | COATINGS

AISI 1045 Steel, cold drawn, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round

Categories: [Metal](#); [Ferrous Metal](#); [Carbon Steel](#); [AISI 1000 Series Steel](#); [Medium Carbon Steel](#)
Material Notes: Medium-carbon steel, can be hammer forged. Can be heat treated, flame or induction hardened, but not recommended for carburizing or cyaniding. AISI cross reference for JIS S45C and KS SM45C.

Key Words: AFNOR NF A35-553 XC45, AFNOR NF A35-554 XC48, DIN 1654 1.1192, DIN 1654 Cq45, DIN 17200 1.0503, AFNOR XC42, AFNOR XC42TS, AFNOR XC48TS, AFNOR NF A33-101 AF65C45, AFNOR NF A35-552 XC48H1, UNS G10450, ASTM A29, ASTM A108, ASTM A266 Class 3, ASTM A304, ASTM A311, ASTM A510, ASTM A519, AS 1442 K1045 (Australia), AS 1442 S1045, AS 1443 K1045, AS 1443 S1045, AS 1446 K1045, AS 1446 S1045, ASTM A568, ASTM A576, ASTM A682, ASTM A827, ASTM A830, FED QQ-S-635, FED QQ-S-700, FED QQ-W-461, MIL S-24093, MIL S-3039, BDS 6354 45G2A, BDS 6354 45G2K2, BDS 6354 45G2K3, GB 3078 45 (China), GB 3088 45, GB 699 45, YB 6 45B, DIN 17200 1.1191, DIN 17200 1.1201, DIN 17200 C45, DIN 17200 CK45, DIN 17200 Cm45, DIN 17200 GS-CK45, DIN 17212 1.1193, MIL S-46070, SAE J1397, SAE J403, SAE J412, BS 970 Part 1 060A47 (U.K.), BS 970 Part 1 080A47, BS 970 Part 1 080M46, NBN 253-02 C45-3, NBN 253-06 C46, BDS 3492 45LI (Bulgaria), BDS 3492 45LII, BDS 3492 45LIIL, BDS 5785 45, BDS 6354 45G2, ONORM M3108 C45SW (Austria), ONORM M3110 RC45, ONORM M3161 C45, NBN 253-02 C45-1 (Belgium), NBN 253-02 C45-2

Vendors: No vendors are listed for this material. Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

[Printer friendly version](#)

[Download as PDF](#)

[Download to Excel \(requires Excel and Windows\)](#)

[Export data to your CAD/FEA program](#)

 Add to Folder: ☐ My Folder ▼ 0/0

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.85 g/cc	0.284 lb/in³	
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	179	179	
Hardness, Knoop	200	200	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Rockwell B	88	88	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Vickers	188	188	Converted from Brinell hardness.
Tensile Strength, Ultimate	625 MPa	90600 psi	
Tensile Strength, Yield	530 MPa	76900 psi	
Elongation at Break	12 %	12 %	In 50 mm
Reduction of Area	35 %	35 %	
Modulus of Elasticity	206 GPa	29900 ksi	
Bulk Modulus	163 GPa	23600 ksi	Estimated from elastic modulus
Poissons Ratio	0.29	0.29	Typical for steel
Machinability	55 %	55 %	Based on AISI 1212 steel, as 100% machinability
Shear Modulus	80.0 GPa	11600 ksi	Estimated from elastic modulus
Electrical Properties	Metric	English	Comments

AISI Type 316L Stainless Steel, annealed sheet

Categories: [Metal](#); [Ferrous Metal](#); [Stainless Steel](#); [T 300 Series Stainless Steel](#)


Material Notes: Similar to Type 316 for superior corrosion resistance, but also has superior resistance to intergranular corrosion following welding or stress relieving. Good corrosion resistance to most chemicals, salts, and acids and molybdenum content helps resistance to marine environments. The low carbon content of 316L reduces the possibility of in vivo corrosion for medical implant use. High creep strength at elevated temperatures. 316L has fabrication characteristics similar to Types 302 and 304.

Applications: biomedical implants, chemical processing, food processing, photographic, pharmaceutical, textile finishing, marine exterior trim.

Key Words: UNS S31603, AISI 316L, ISO 2604-1 F59, ISO 2604-4 P57, ISO 2604-4 P58, ISO 4954 X2CrNiMo17133E, ISO 683/13 19, ISO 683/13 19a, biomaterials, biomedical implants, biocompatible materials

Vendors: [Click here](#) to view all available suppliers for this material.

Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	8.00 g/cc	0.289 lb/in ³	
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Rockwell B	79	79	
Tensile Strength, Ultimate	560 MPa	81200 psi	
Tensile Strength, Yield	290 MPa	42100 psi	
Elongation at Break	50 %	50 %	in 50 mm
Tensile Modulus	193 GPa	28000 ksi	
Izod Impact 	150 J @Temperature -195 °C	111 ft-lb @Temperature -319 °F	
	150 J @Temperature 21.0 °C	111 ft-lb @Temperature 69.8 °F	
Charpy Impact	103 J	76.0 ft-lb	V-notch, 30°C
Electrical Properties	Metric	English	Comments

**Anexo N°19: NORMA PARA CONSTRUCCIÓN DE MÁQUINAS Y
HERRAMIENTAS**

